

一种压差式变气门控制系统

技术领域

本发明涉及一种内燃机气门的控制系统，尤其指一种电液式控制的内燃机变气门的控制系统。

背景技术

气门装置是发动机配气机构的一个组成部分，由于内燃发动机的工作运转由进气、压缩、做功和排气四个工作过程组成，其中进气和排气过程，需要依靠发动机的配气机构准确地按各气缸的工作顺序输送可燃混合气（汽油发动机）或新鲜空气（柴油发动机）以及排出燃烧后的废气，而负责上述工作的机件就是配气机构中的气门，因此气门装置在发动机的工作中起着非常重要的作用。可传统的气门机构是由凸轮轴、气门摇臂、气门弹簧、气门导管、气门本体及气门座组成，实践证明，上述结构的气门机构运作比较呆板，工作时，气门的正时（时序控制）和升程无法按工作要求随时改变，因此无法同时满足高、低转速的需求。为此，一种变气门控制机构（VVA）便因应运而生，按其作动机构原理可分为机械式、机电式和液压式三种。在机械式变气门控制系统中，发动机气门仍是由凸轮系统驱动，只是在机构中增加了相位器、凸轮的连合，如在保时捷的新 911 涡轮发动机上，通过一个油压驱动凸轮相位器取得了变正时和有两种设定的离散的升程控制，通过一个油驱动的推杆开关装置来切换。采用上述气门机构，虽然其可节省燃料消耗，降低废气排放量，并可显著地改善了发动机的性能，但由于变正时和变升程仍无法独立控制，因此，发动机的性能仍不十分的理想。而在机电式 VVA 系统中，初始的作动件是电—机作动件，采用一对带弹簧的电磁铁，即电磁作动件，虽然在实验室的试验中节省燃料可高至 18%，并能降低碳氢化合的产生，但在使用过程中发现，当衔铁接近挡铁时，磁力升得很快，而避免碰撞的控制较难完善，因此，其控制的可靠性、牢固性较差，且无法提供可变的升程，另外，为了提高其作动力，往往在原有的 12V 电瓶上，增加电瓶量，但现有的狭窄空间已无法提供更多的场合供额外电瓶的安装，这势必以增加外壳的体积来达到目的，因此，这种结构限制了机电式变气门控制系统的广泛应用。而液压式变气门控制系统中，其初始作动件为液压作动件，如美国公开号为 US2002/0184996A1 的《Variable life actuator》就是这样一种方案，在其公开的方案中包括气门、液压供给装置、压力控制调节装置、液压作动件和换向阀，所述的液压作动件又包括液压缸筒和位于液压缸筒内的上下同轴分布的动作活塞、控制活塞以及控制弹

簧，动作活塞和控制活塞将液压缸筒分成动作腔、控制腔和回油腔，动作腔通过换向阀后分别与液压供给装置或油箱相连，而控制腔通过压力控制调节装置与液压供给装置相连，回油腔则通过回程流量限制器与油箱相连，活塞杆一端与作动活塞相连，另一端与气门中的气门头相固定，控制活塞可随活塞杆轴向移动，控制弹簧位于回油腔内，其两端分别抵于作动活塞下端与液压缸筒底部内壁之间。工作时，给出一定的电信号给换向阀和压力控制调节装置，使换向阀得电或失电，压力控制调节装置调节控制腔内的压力，最终使得作动腔与液压供给装置或油箱相连通，推动作动活塞按需上下移动，从而达到控制气门升程和正时的目的。但上述专利尚无应用，经研究分析：①由于随着技术的发展，汽车发动机的转速已经越来越高，完成四个工作过程只需 0.005 秒的时间，因此要求换向阀的响应时间很快，而要满足这样短的响应时间，使得换向阀的制造成本很高，最终导致产品过于昂贵，而无法进行工业化生产。②由于其在液压缸筒内设有控制活塞、控制腔和控制弹簧，在液压回路中设有电液压力调节器等元件，使得其系统相对复杂，可靠性差。③其气门的开启高度与液压系统的压力有关，因此受系统的干扰较大，具有脉动大等缺陷。④同时，受液压缸体积的影响，控制弹簧的性能受到一定的限制，使得其频响不高。

发明内容

本发明所要解决的技术问题是针对现有技术的现状，提供一种结构简单、成本低、响应速度快的压差式变气门控制系统。

本发明解决上述技术问题所采用的技术方案为：该压差式变气门控制系统包括液压供给装置、液压作动件、气门和控制活塞平衡的弹簧，所述的液压作动件又包括液压缸、活塞及活塞杆，所述的活塞杆与气门相联动，其特征就在于所述的活塞将液压缸分成上腔和下腔，所述的液压供给装置通过进油管与所述的液压缸上腔相通，而所述的液压缸下腔则通过压差比例减压阀与所述的液压供给装置相连。

所述的压差比例减压阀可以为压差反馈型控制滑阀，其包括阀体、滑阀芯、比例电磁铁和位于阀体上的进油口 A、出油口 B 及泄油口 T，所述的阀体设有与所述的滑阀芯相匹配的水平布置的横向通道，所述的滑阀芯上设有一柱体凸台，该柱体凸台能随所述的滑阀芯而移动，堵住或打开柱体凸台与泄油口 T 相通的控制油口，所述的滑阀芯的一端与所述的比例电磁铁的顶杆同心相接触，另一端与弹簧相抵，所述的阀体的左侧处设有通过进油口 A 与所述的液压缸上腔及所述的液压供给装置相连通的左侧通道，所述的阀体的中心处则设有与所述的横向通道相连通、以及通过出油口 B 与所述的液压缸下腔相连通的纵向通道，在所述的左侧通道与所述的纵向通道之间设有带阻尼的阻尼通道，所述的纵向通道的上端与所述的阀体的右上侧通道的左端相沟通，所述的右上侧通道的右端与所述的阀体的右端通道相沟通，所述的阀体的右下侧设有一端与回流口 T 相连

通，另一端与所述的横向通道相沟通的右下侧通道。

所述的阻尼通道内的阻尼可以为阻尼孔；也可以为可变阻尼，该可变阻尼是由所述的柱体凸台与阀体之间的第二个节流边形成。同时为了提高工作压差，可以在上述滑阀芯的两端设置有密封伸出阀体外的细杆，所述的比例电磁铁的顶杆与其相应端的细杆相抵。

所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还可以设置有与所述的压差比例减压阀相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀，以加快气门头的回程速度。

所述的活塞顶部以设有一凸起为佳，相对应地，在所述的液压缸上盖处设有与其相匹配的缓冲腔，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道，该油道的另一端则通过第一单向阀与液压供给装置相连。

所述的总进油管中可以安装有压力蓄能器。

所述的相对活塞杆的活塞端面上可以设有与活塞杆同轴并贯穿液压缸之外的辅助活塞杆，所述的弹簧可以套在上述辅助活塞杆之外；也可以套在位于液压缸之外的活塞杆上。

本发明解决上述技术问题所采用的另一个技术方案为：该压差式变气门控制系统包括液压供给装置、液压作动件、气门和控制活塞平衡的弹簧，所述的液压作动件又包括液压缸、活塞及活塞杆，所述的活塞杆与气门相联动，其特征在于：所述的活塞将液压缸分成上腔和下腔，所述的上腔和下腔分别通过进油管、出油管与一压差比例减压阀的两个存在压差的第一油口和第二油口相连，所述的液压供给装置则通过总进油管与所述的压差比例减压阀的进油口相连。

所述压差比例减压阀可以为压差反馈锥阀，其包括锥阀体、锥阀芯、比例电磁铁、位于锥阀体上的上述进油口、第一油口和第二油口，所述的锥阀芯头部设有与锥阀体内孔后端口相配的圆锥体，而其尾部与所述的比例电磁铁的顶杆相抵，并在所述的锥阀芯外套有一端抵于锥阀体上，另一端抵于所述的圆锥体端面上的软弹簧，所述的进油口、第一油口分别与所述的锥阀体内孔的的前后端口相连通，而所述的第二油口与第一油口之间设有带阻尼孔的通道，且第二油口还与油箱相连通。

与现有技术相比，本发明的优点在于：由于采用压差比例减压阀作为核心控制元件，气门开启的高度与系统的压力无关，只取决于液压缸上、下腔之间的压差，因而无需利用位移传感器进行闭环控制，而只需改变电信号就能改变活塞上下腔的压差，从而达到气门按需随时进行变升程和正时的目的，因此，用压差比例减压阀替代换向阀，使得系统响应速度快，控制简单，成本低，可靠性好，且由于压差比例减压阀的工作方式为常开型，没有死区，可直接装在气缸旁，工作油路短，因此系统的干扰小；再者，在液压缸的上腔与下腔之间设置有液控单向阀，使得活塞的回程更快，以提高其响应速度；而

把控制弹簧设在液压缸之外，使得弹簧的性能不再受液压缸体积的限制，更有利于提高系统的响应速度。因此，本发明可满足内燃发动机的更高工作速度要求，可在内燃发动机上推广应用。

附图说明

图 1 为本发明第一实施例的系统示意图；

图 2 为图 1 中控制滑阀 2a 的结构示意图；

图 3 为本发明第二实施例中滑阀 2b 的部分系统示意图；

图 4 为本发明第三实施例中压差反馈型滑阀 2c 的结构示意图；

图 5 为本发明第四实施例中所采用的压差反馈锥阀 2d 的结构示意图；

图 6 为采用压差反馈锥阀 2d 后的系统示意图。

具体实施方式

以下结合附图实施例对本发明作进一步详细描述。

第一实施例，如图 1 所示，该压差式变气门控制系统包括液压供给装置 1、液压作动件 5、气门 6 和控制活塞平衡的弹簧 4，所述的液压作动件 5 又包括液压缸 51、活塞 52 及活塞杆 53，而气门 6 包括气门头 61、气门杆 62 和气门座 63，液压供给装置 1 包括液压泵 11 和压力调节阀 12，活塞杆 52 与气门杆 62 之间按常规技术进行机械联接或采用自由浮动的方式进行力传递，以实现活塞杆 53 与气门头 61 的联动；活塞 52 将液压缸 51 分成上腔和下腔，液压缸 51 的上腔通过液压缸壁上的上油口 57、总进油管 14 与液压泵 11 的出油口相连，而液压缸 51 下腔则通过液压缸壁上的下油口 58、出油管 15 及压差比例减压阀 2 后，也与所述的液压泵 11 出油口相连；液压泵 11 的进油口通过滤油器 13 与油箱相连，而压力调节阀 12 按常规连接后，其卸压口也与油箱相连通。所述的弹簧 4 位于液压缸 51 之外，在本实施例中，在活塞 52 上端面上设有与活塞杆 53 同轴并伸出液压缸 51 之外的辅助活塞杆 54，上述弹簧 4 套在位于液压缸之外的辅助活塞杆 54 上；也可以将弹簧 4 套于位于液压缸外的活塞杆 53 上，使得弹簧 4 的性能不再受液压缸 51 体积的影响，从而可提高系统的响应速度。

为了减小系统工作压力的脉动量，并减低液压系统的功率，在所述的总进油管 14 上安装有压力蓄能器 3；同时以防液压缸上腔的油流向液压供给装置 1，在总进油管 14 上还安装第二单向阀 10。

考虑到气门 6 关闭时，避免活塞 52 与液压缸 51 顶部内壁发生碰撞，在活塞顶部设有一凸起，在这里，该凸起采用锥形凸肩 55，相对应地，在液压缸上盖处设有与其相匹配的锥形缓冲腔 56，并在液压缸 51 上设有一端与缓冲腔 56 相贯通的油道 59，该油道

59 的另一端则通过使液压油流入液压缸上腔的第一单向阀 7 后, 与液压泵 11 的出油口相连; 当然, 所述的凸起也可以采用如圆柱形的凸肩等形状, 只要能起到缓冲作用。另外, 为了加快活塞 52 的回程速度, 在液压缸上腔与液压缸下腔之间还设置有与压差比例减压阀 2 相并联的液控单向阀 9, 该液控单向阀阀芯通过其弹簧与单向阀体相抵, 且液压缸上、下腔的油压分别通过其第一控制油路、第二控制油路与液控单向阀阀芯的前后端相通, 该液控单向阀的开启压差设计成大于其前后端的系统工作的最大压差 ΔP_{\max} 。

在本实施例中, 压差比例减压阀 2 可采用本公司申请的公开号为 1337539 的《压差反馈型先导控制滑阀》中所陈述的产品, 即如图 2 所示的先导控制滑阀, 在本实施例中, 该先导控制滑阀作控制滑阀 2a 独立使用, 其包括阀体、滑阀芯、比例电磁铁和位于阀体上的进油口 A、出油口 B 及泄油口 T, 在阀体 22 内横向中心处设有与所述的滑阀芯 21 相匹配的、水平布置的横向通道 222, 滑阀芯 21 上设有一柱体凸台 211, 该柱体凸台 211 能随滑阀芯 21 而移动, 堵住或打开阀芯 21 与泄油口 T 相通的控制油口 c-c, 滑阀芯 21 的右端与电磁铁的顶杆 25 同心相接触, 其左端与复位弹簧 23 相抵, 阀体 22 的左侧处设有通过进油口 A 与液压缸上腔及液压泵 11 的出油口相连通的左侧通道 223, 阀体 22 的纵向中心线处设有与横向通道 222 相连通、以及通过出油口 B 与液压缸下腔相连通的纵向通道 225, 在左侧通道 223 与纵向通道 225 之间的阀体上设有左下侧通道 224, 左下侧通道内置有阻尼孔 24; 纵向通道 225 的上端与阀体 22 的右上侧通道 221 的左端相沟通, 右上侧通道 221 的右端与阀体的右端通道 227 相沟通, 阀体的右下侧设有一端与泄油口相通, 另一端与横向通道 222 相沟通的右下侧通道 226。

工作时, 给出一定的电信号给控制器 8, 即给控制滑阀 2a 的比例电磁铁通入一定的电流, 产生与电流成正比的电磁推力 F, 该推力 F 使滑阀芯 21 及柱体凸台 211 向左移动, 控制油口 c-c 被打开, 压力油 P_1 (与系统压力 P 相同) 一部分通过左侧通道 223 作用于滑阀芯 21 的左侧, 同时经过阻尼孔 24、滑阀芯的控制油口 c-c、右下侧通道 226 流回油箱。经过阻尼孔 24, 压力油的压力由 P_1 降至 P_2 , 即控制滑阀 2a 的进油口 A 和出油口 B 的压力分别为 P_1 和 P_2 , 设 $\Delta P = P_1 - P_2$; 同时, 在右上侧通道 221 和右端通道 227 内充满压力为 P_2 的油, 即压力为 P_2 的油作用于滑阀芯的右端, 则压差 ΔP 施加到滑阀芯的两端, 以产生向右的作用力, 克服电磁推力 F, 使滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向右移动, 导致控制油口 c-c 减小, 控制油流量下降, 压差 ΔP 也随之下降, 直至滑阀芯 21 的左右端的压差与电磁推力 F 相平衡, 即达到动态平衡。由于控制滑阀的进油口 A 通过总进油管 14、上油口 57 与液压缸的上腔相连通, 而出油口 B 通过出油管 15、下油口 58 与液压缸的下腔相连通, 即随着电信号的变化, 进油口 A 和出油口 B 之间的压差 ΔP 变化将直接施加到液压缸的上腔和下腔, 若合力增大, 则逐渐压缩弹簧 4, 活塞 52 向下运动, 通过活塞杆 53 带动气门头 61 向下运动, 直至合力与弹簧 4 的作用力相平衡; 同理, 若合力减小, 则在弹簧 4 回复力的作用下, 活塞 52 向上运动, 带动气门头

61 向上运动, 也直至合力与弹簧 4 的回复力相平衡; 在上述两种状态下, 活塞 52 静止不动, 气门头 61 与气门座 63 之间得到一个与之相应的间距。

若在上述动态平衡的状态下, 当控制器 8 的电信号增大时, 比例电磁铁电流则随之增大, 电磁推力 F 克服滑阀芯 21 的左右端压差 ΔP 的作用, 推动滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向左移动, 使控制油口 c-c 的开口增大, 则油压 P_1 经过阻尼孔 24 后的压差 ΔP 也增大, 即控制滑阀 2a 的进油口 A 与出油口 B 之间的压差 ΔP 增大, 使进油口 A 流向出油口 B 的流量成比例增大。同时该压差 ΔP 作用到滑阀芯 21 的左右端, 推动滑阀芯 21 向右移动, 最终与电磁推力 F 达到又一次的动态平衡。此时, 使得液压缸上、下腔压差也随之增大, 合力增大, 克服弹簧 4 的作用力, 使活塞 52 下移, 直至与弹簧 4 建立新的平衡为止, 则此时活塞 52 也又一次处于静止状态, 气门头 61 与气门座 63 之间也得到一个与之相应的合适间距。

反之, 当控制器 8 的电信号减小, 比例电磁铁电流随之减小, 在滑阀芯 21 左右端压差 ΔP 的作用下, 滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向右移动, 使控制油口 c-c 的开口被减小, 则油压 P_1 经过阻尼孔后的压差 ΔP 也减小, 即控制滑阀 2a 进油口 A 与其出油口 B 之间的压差也减小, 使进油口 A 流向出油口 B 的流量成比例减小。同时该减小后的压差 ΔP 作用到滑阀芯的左右端, 使滑阀芯 21 停止向右移动, 最终与电磁推力 F 达到再一次的动态平衡。同时也使得液压缸上、下腔压差随之减小, 合力减小, 在弹簧 4 回复力的作用下, 活塞 52 上移, 直至与弹簧 4 建立新的平衡, 此时的活塞 52 再一次处于静止不动, 气门头 61 与气门座 63 之间重新得到一个与之相对应的合适间距。

就这样, 活塞 52 随着外界电信号的变化, 随之快速的上下移动, 使气门头 61 与气门座 63 之间得到一个相应的开口, 当活塞 52 运动到液压缸 51 下端的终点需要上行时, 此时电磁推力 F 为零, 流过控制滑阀 2a 的流量突然降至零, 则 $\Delta P=0$, 液压缸上、下腔的油压相等, 在弹簧 4 回复力的作用下, 液压缸活塞 52 快速上升, 由于控制滑阀 2a 处于关闭状态, 因此在其进油口 A 和出油口 B 之间经过阻尼孔将产生很大的压降, 该压降大于系统工作的最大压差 ΔP_{\max} , 这样通过液控单向阀 9 的第一控制油路和第二控制油路使该液控单向阀 9 开启, 液压缸上腔的油通过液控单向阀 9 迅速地流至液压缸的下腔, 以达到加快气门回程速度的目的。

当活塞 52 在运动过程中, 接近液压缸 51 上端的行程终点时, 上述台肩 55 伸入至环形缓冲腔 56 内, 因油道 59 被单向阀 7 封闭, 缓冲腔 56 内的油只能经过缝隙, 再经油口 57 流出, 以形成制动阻力。而当活塞 52 向下运动时, 压力油 P_1 经上油口 57 进入液压缸的上腔, 压力油 P_1 同时通过第一单向阀 7、油道 59 进入缓冲腔 56 内, 使活塞向下运动时不受阻碍。

第二实施例: 上述结构的控制滑阀 2a 由于受到滑阀芯 21 端面面积的限制, 在同等电磁推力的作用下, 其压差较小, 为了提高其工作压差, 以便其能适用于不同场合的气

门工作要求, 该控制滑阀 2a 也可采用如图 3 所示的第二种结构的滑阀 2b, 其与第一种结构的控制滑阀 2a 之间的不同之处在于: 滑阀芯 21 的两端设置有密封伸出阀体 22 外的细杆 212, 使滑阀芯 21 两端的压差只作用于滑阀芯 21 外径与细杆 212 之间所形成的环形面积上, 这样, 选择不同的细杆 212 截面, 就能得到不同的环形面积的大小, 根据电磁推力 $F = \Delta P \times S$, (式中, S 为滑阀芯外径与细杆之间所形成的环形面积), 在电磁推力 F 不变的情况下, 加粗细杆 212 的截面, 即减小了环形面积, 则作用于滑阀芯 21 两端的压差 ΔP 增大, 通过滑阀 2b 的流量也增大, 从而可提高作用在液压缸上、下腔之间的压差, 以提高其响应速度, 其动作原理与上述第一实施例相同, 在这里不再累述。

第三实施例: 本实施例中的压差比例减压阀 2 采用如图 4 所示结构的压差反馈型滑阀 2c, 其结构与第一实施例中的控制滑阀 2a 之间的不同之处在于: 在阻尼通道中采用可变阻尼, 该可变阻尼由柱体凸台 221 与阀体之间的第二个节流边 c2 形成, 即柱体凸台 221 与阀体之间形成两个节流边, 第一个节流边 c1 为常闭口, 第二个节流边 c2 为常开口, 而在垂直通道 223 与横向通道 222 之间设有使压力油 P_1 流过第二节流边的通道 24c; 由于电磁铁的初始推力 F 很小, 若在第一节流边 c1 上有流量流过时, 在第二节流边 c2 上将产生压差, 与上述第一实施例同理, 该压差使滑阀芯 21 右移而关闭第一节流边 c1。若电磁推力 F 增大时, 使滑阀芯 21 左移, 流量流过第二节流边 c2 产生压差 ΔP , 该 $\Delta P = P_1 - P_2$, 与上述第一实施例同理, 该压差 ΔP 通过滑阀芯 21 左右端面与电磁铁力相平衡, 同时该压差也将直接施加到液压缸的上腔和下腔, 通过弹簧 4 的作用, 使得气门头 61 与气门座 63 之间得到相应的间距, 其动作过程与上述第一实施例相同, 只是当电磁推力 F 减至零时, 气门 6 及活塞 52 在弹簧 4 的作用下压迫液压缸上腔的油从进油口 A 流向出油口 B 时, 将在第二节流边 c2 产生压差, 该压差通过滑阀芯 21 端面作用于滑阀芯 21 的两端, 使得滑阀芯 21 右移, 则第二节流边 c2 增大, 流量畅通, 气门 6 返回迅速, 因此, 在本实施例中, 在液压缸上腔与液压缸下腔之间无需设置与压差比例滑阀相并联的液控单向阀, 使得系统更加简单, 而仍能达到气门快速回程的目的。

第四实施例: 本实施例中的压差比例减压阀 2 采用如图 5 所示的压差反馈锥阀 2d, 其包括锥阀体 22d、锥阀芯 21d、比例电磁铁、位于锥阀体上的进油口 C、第一油口 A1 和第二油口 B1, 所述的锥阀芯 21d 头部设有与锥阀体内孔 221d 后端口相配的圆锥体 211d, 而其尾部与比例电磁铁的顶杆相抵, 并在锥阀芯 21d 外套有一端抵于锥阀体 22d 上, 另一端抵于圆锥体 211d 端面上的软弹簧 23d, 所述的进油口 C、第一油口 A1 分别与所述的锥阀体内孔 221d 的前、后端口相连通, 而所述的第二油口 B1 与第一油口 A1 之间设有带阻尼孔 24d 的通道, 且第二油口 B1 还与油箱相连通。当其连于控制系统中时, 如图 6 所示, 与第一实施例的系统图不同在于: 第一油口 A1 通过进油管 16 与液压缸的上腔相连, 而第二油口 B1 通过出油管 15 与液压缸的下腔相连, 压差反馈锥阀 2d 的进油口 C 则通过总油管 14 与液压泵 11 的出油口相连。

当压差反馈锥阀 2d 不工作时, 系统的压力为 P , 给控制器 8 一个电信号, 使得压差反馈锥阀 2d 的比例电磁铁具有一个最大的电磁推力 F_{\max} , 锥阀芯 21d 在该电磁推力 F_{\max} 的作用下, 克服系统压力 P , 使得锥阀芯的圆锥体 211d 堵住阀体内孔 221d 的后端口, 使其处于关闭状态。

工作时, 给出一定的电信号给控制器 8, 使压差反馈锥阀的电磁推力 F 减小, 在系统压力 P 的作用下, 锥阀芯 21d 右移, 使得圆锥体 211d 离开锥阀体内孔 221d, 压差反馈锥阀 2d 随之开启, 通过其的流量设为 Q , 该流量流过阻尼孔 24d 后, 在阻尼孔 24d 的前后产生压差的 ΔP , $\Delta P = P_1 - P_2$, 即在第一油口 A1 与第二油口 B1 之间产生压差 ΔP , 由于第二油口 B1 与油箱相连, 因此 $P_2 \approx 0$, $\Delta P \approx P_1$; 而锥阀的平衡条件为: $F = \pi d^2(P - P_1)/4$ (液动力忽略不计), 得到 $P_1 = P - F/(\pi d^2/4)$, (其中 d 为锥阀体内孔的直径), 显然, 压差 ΔP 随着电磁推力的减小而增大。由于第一油口 A1 与第二油口 B1 分别与液压缸的上腔和下腔相通, 即随着电信号的变化, 第一油口 A1 与第二油口 B1 之间的压差变化将直接施加至液压缸的上腔和下腔, 若合力增加, 则逐渐压缩弹簧 4, 活塞 52 向下运动, 通过活塞杆 53 带动气门头 61 向下运动, 直至合力与弹簧 4 的作用力相平衡, 则此时活塞 52 静止不动, 气门头 61 与气门座 63 之间得到一个与之相应的间距; 若合力减小, 则在弹簧 4 回复力的作用下, 活塞 52 向上移动, 直至再一次达到动态平衡, 使得气门得到一个合适的开口。

就这样, 活塞 52 随着外界电信号的变化, 随之快速的上下移动, 使气门头与气门座 63 之间得到一个相应的开口, 当活塞 52 运动到液压缸 51 下端的终点需要上行时, 此时电磁推力 F 为最大, 流过压差反馈锥阀 2d 的流量突然降至零, 则 $\Delta P = 0$, 液压缸上、下腔的油压相等, 在弹簧 4 回复力的作用下, 液压缸活塞快速上升, 由于压差反馈锥阀 2d 处于关闭状态, 因此在其第一油口 A1 和第二油口 B1 之间产生很大的压降, 该压降大于系统工作的最大压差 ΔP_{\max} , 通过液控单向阀 9 的第一控制油路和第二控制油路使该液控单向阀 9 开启, 液压缸上腔的油通过液控单向阀 9 迅速地流至液压缸的下腔, 也达到加快气门回程速度的目的。

当活塞 52 在运动过程中, 接近液压缸 51 上端的行程终点时, 台肩 55 伸入至环形缓冲腔 56 内, 其缓冲作用与上述第一实施例的原理相同, 在这里不再重复叙述。

由此可见, 本发明中的气门开启高度只与液压缸上、下腔之间的压差有关, 即与压差比例减压阀的油口之间的压差有关, 而与系统的压力无关, 工作时, 系统压力可以漂移, 而不会对活塞有较大的影响, 系统的工况基本是变频振动, 约在 10Hz—200Hz 之间, 控制信号可以是调合函数或脉宽调制方波等, 液压泵可采用变量泵, 以节约能量, 所以采用上述方案也属于本发明的保护范围之内。

权 利 要 求

1、一种压差式变气门控制系统，其包括液压供给装置(1)、液压作动件(5)、气门(6)和控制活塞(52)平衡的弹簧(4)，所述的液压作动件(5)又包括液压缸(51)、活塞(52)及活塞杆(53)，所述的活塞杆(53)与气门(6)相联动，其特征在于：所述的活塞(52)将液压缸(51)分成上腔和下腔，所述的液压供给装置(1)通过总进油管(14)与所述的液压缸(51)上腔相通，而所述的液压缸(51)下腔则通过压差比例减压阀(2)与所述的液压供给装置(1)相连。

2、根据权利要求1所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的压差比例减压阀为压差反馈型控制滑阀(2a)，其包括阀体(22)、滑阀芯(21)、比例电磁铁和位于阀体上的进油口(A)、出油口(B)及泄油口(T)，所述的阀体(22)内设有与所述的滑阀芯相匹配的水平布置的横向通道(222)，所述的滑阀芯(21)上设有一柱体凸台(211)，该柱体凸台能随所述的滑阀芯而移动，堵住或打开柱体凸台(211)与泄油口(T)相通的控制油口(c-c)，所述的滑阀芯的一端与所述的比例电磁铁的顶杆(25)同心相接触，另一端与弹簧(23)相抵，所述的阀体(22)的左侧处设有通过进油口(A)与所述的液压缸上腔及所述的液压供给装置(1)相连通的左侧通道(223)，所述的阀体的中心处则设有与所述的横向通道(222)相连通、以及通过出油口(B)与所述的液压缸下腔相连通的纵向通道(225)，在所述的左侧通道(223)与所述的纵向通道(225)之间设有带阻尼的阻尼通道(224)，所述的纵向通道(225)的上端与所述的阀体的右上侧通道(221)的左端相沟通，所述的右上侧通道的右端与所述的阀体的右端通道(227)相沟通，所述的阀体的右下侧设有一端与泄油口(T)相连通，另一端与所述的横向通道相沟通的右下侧通道(226)。

3、根据权利要求2所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的阻尼通道(224)内的阻尼为阻尼孔(24)。

4、根据权利要求2所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的阻尼通道内的阻尼是由所述的柱体凸台(211)与阀体(22)之间的第二个节流边(c2)形成。

5、根据权利要求2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的滑阀芯(21)的两端设置有密封伸出阀体(22)外的细杆(212)，所述的比例电磁铁的顶杆(25)与其相应端的细杆相抵。

6、根据权利要求1或2或3所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还设置有与所述的压差比例减压阀(2)相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀(9)。

7、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的活塞(52)顶部设有一凸起，相对应地，在所述的液压缸(51)上盖处设有与其相匹配的缓冲腔(56)，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道(59)，该油道(59)的另一端则

通过第一单向阀(7)与液压供给装置(1)相连。

8、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管(14)上安装有阻止所述的液压缸上腔的油流向液压供给装置(1)的第二单向阀(10)。

9、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管(14)上安装有压力蓄能器(3)。

10、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的相对活塞杆(53)的活塞端面上设有与活塞杆同轴并伸出液压缸(51)之外的辅助活塞杆(54)，所述的弹簧(4)套在位于液压缸之外的辅助活塞杆(54)上。

11、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的弹簧(4)为套在位于液压缸外的活塞杆(53)上。

12、一种压差式变气门控制系统，其包括液压供给装置(1)、液压作动件(5)、气门(6)和控制活塞(52)平衡的弹簧(4)，所述的液压作动件(5)又包括液压缸(51)、活塞(52)及活塞杆(53)，所述的活塞杆(53)与气门(6)相联动，其特征在于：所述的活塞(52)将液压缸(51)分成上腔和下腔，所述的上腔和下腔分别通过进油管(16)、出油管(15)与一压差比例减压阀的两个存在压差的第一油口(A1)和第二油口(B1)相连，所述的液压供给装置(1)则通过总进油管(14)与所述的压差比例减压阀(2d)的进油口(C)相连。

13、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述压差比例减压阀为压差反馈锥阀(2d)，其包括锥阀体(22d)、锥阀芯(21d)、比例电磁铁、位于锥阀体上的上述进油口(C)、第一油口(A1)和第二油口(B1)，所述的锥阀芯头部设有与锥阀体内孔(221d)后端口相配的圆锥体(211d)，而其尾部与所述的比例电磁铁的顶杆相抵，并在所述的锥阀芯(21d)外套有一端抵于锥阀体(22d)上，另一端抵于所述的圆锥体(211d)端面上的软弹簧(23d)，所述的进油口(C)、第一油口(A1)分别与所述的锥阀体内孔(221d)的前后端口相连通，而所述的第二油口(B1)与第一油口(A1)之间设有带阻尼孔(24d)的通道，且第二油口(B1)还与油箱相连通。

14、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的活塞(52)顶部设有一凸起，相对应地，在所述的液压缸(51)上盖处设有与其相匹配的缓冲腔(56)，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道(59)，该油道(59)的另一端则通过第一单向阀(7)与液压供给装置(1)相连。

15、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还设置有与所述的压差比例减压阀(2)相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀(9)。

16、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管

(14)上安装有压力蓄能器(3)。

17、根据权利要求 12 至 16 任一所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的相对活塞杆(53)的活塞端面上设有与活塞杆同轴并伸出液压缸(51)之外的辅助活塞杆(54)，所述的弹簧(4)套在位于液压缸之外的辅助活塞杆(54)上。

18、根据权利要求 12 至 16 任一所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的弹簧(4)为套在位于液压缸外的活塞杆(53)上。

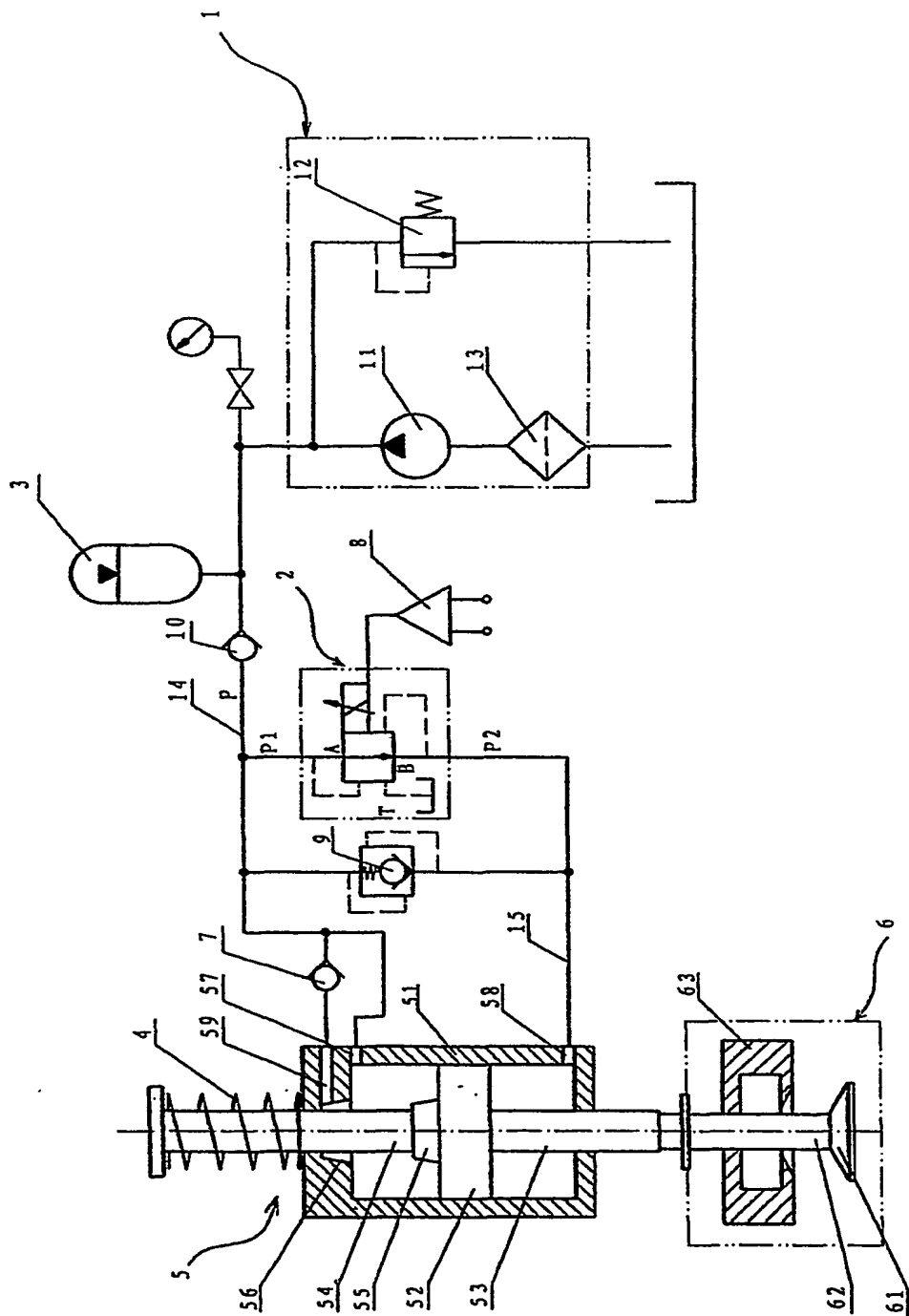


图1

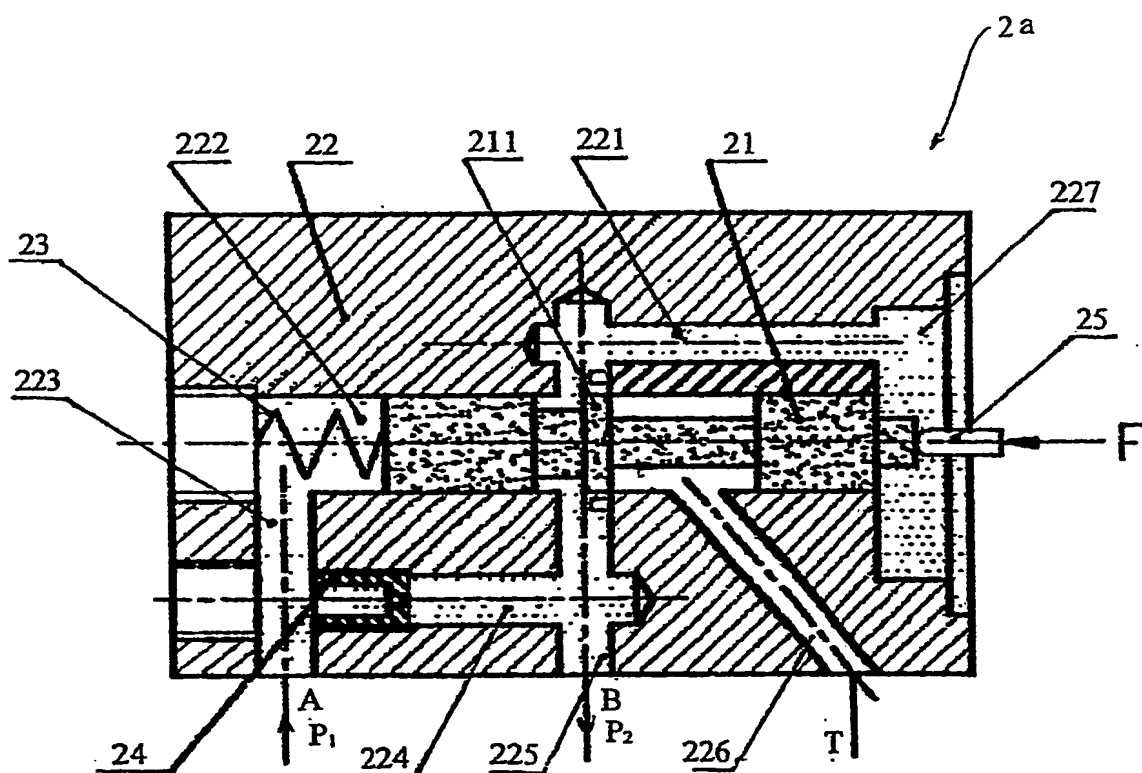


图2

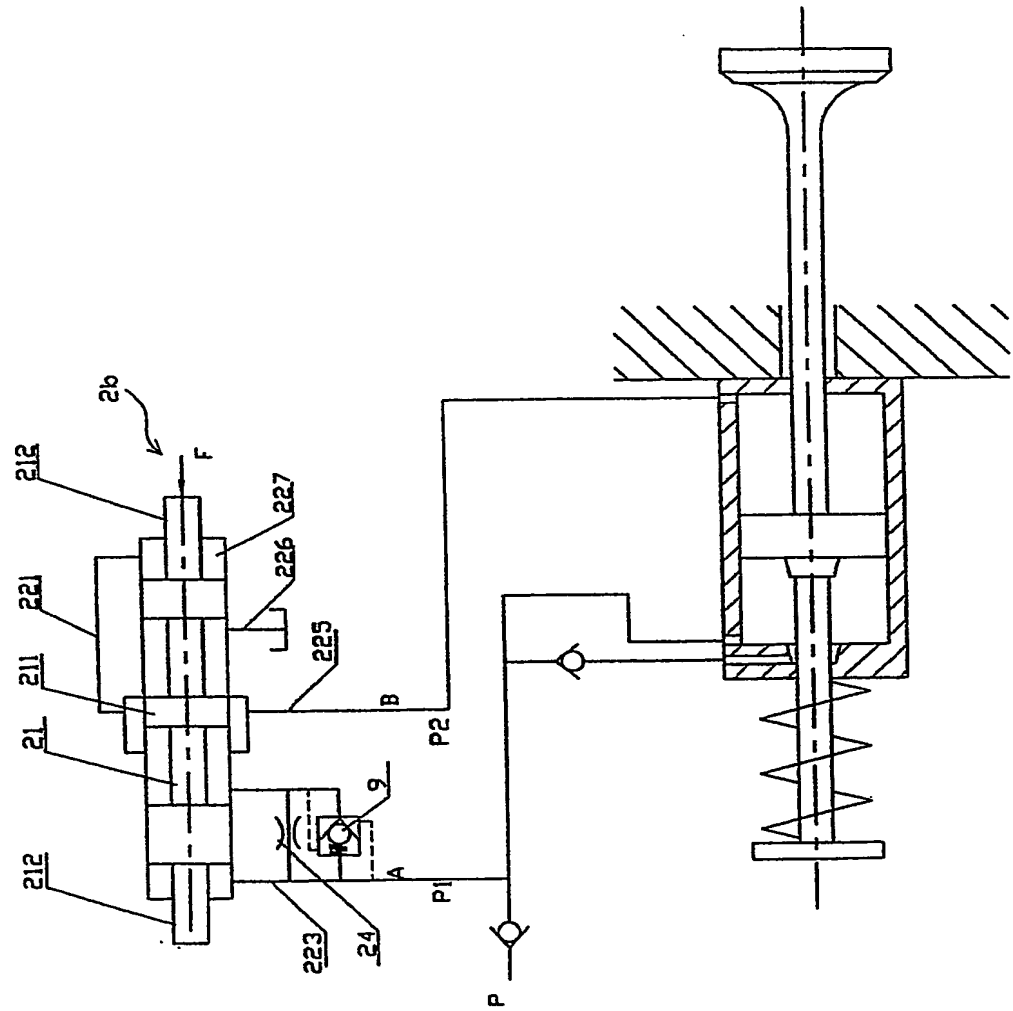


图3

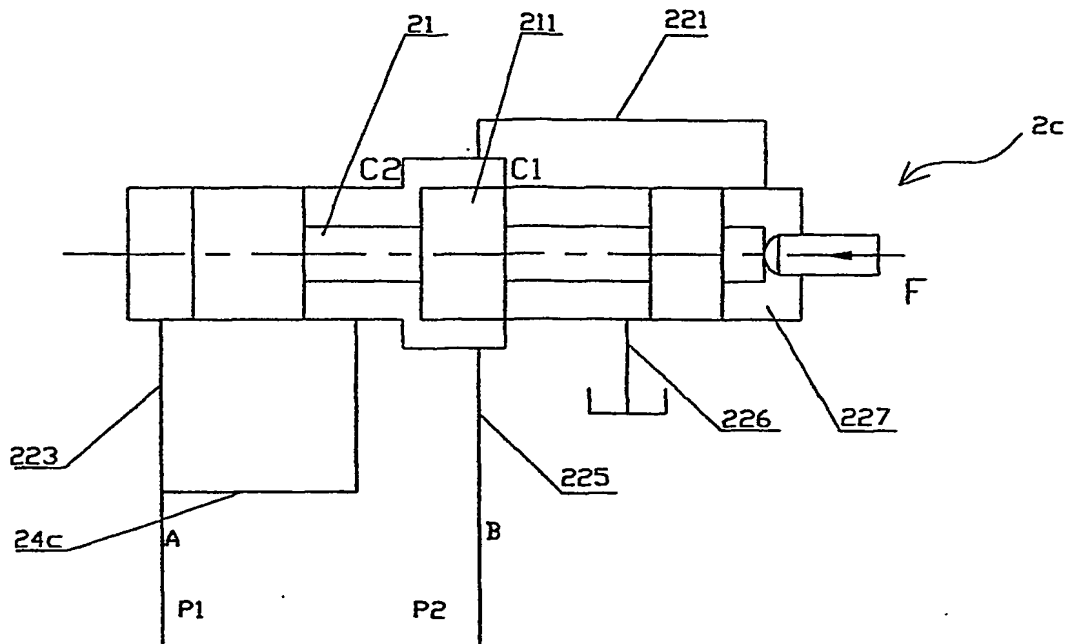


图4

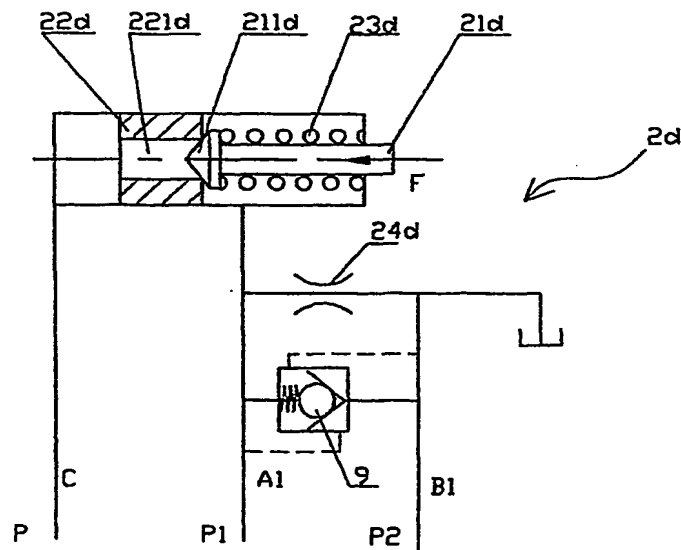


图5

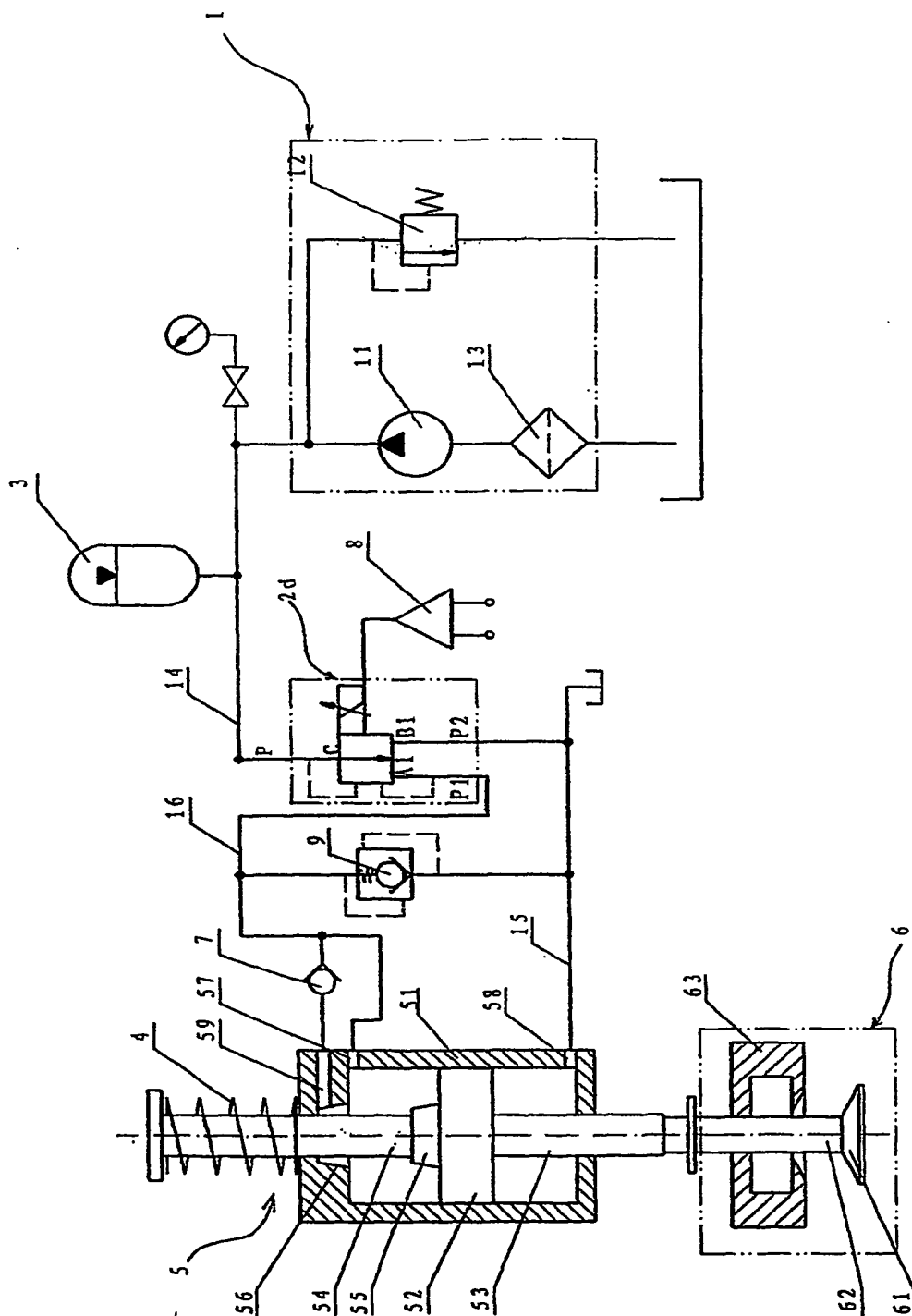


图6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2004/001314

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC⁷ F01L9/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC⁷ F01L9/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Chinese inventions and chinese utility models

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

Databases: EPODOC WPI PAJ CNPAT keywords: valve proportion+ pressure hydraul+

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US,A,5275136 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 4.Jan.1994 (04-01-1994) Fig. 5a, and column3 line 58 - column6 line46	1-3,9,12,16
Y	CN,A,1337539 (NINGBO HOYEA MACHINERY MANUFACTURE CO.,LTD.) 27.Feb.2002 (27-02-2002) , fig.1 and claims	1-3,9
Y	US,A,5456222 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 10.Oct.1995 (10-10-1995) Fig.1	9,16
Y	US,A,5335633 (THIEN J L) 9.Aug.1994 (09-08-1994) , figs.1-2, and column3, line57 - column5, line18	12,16

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim (S) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
06.Feb.2005 (06.02.2005)

Date of mailing of the international search report

03 · MAR 2005 (03 · 03 · 2005)

Name and mailing address of the ISA/CN
6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District,
100088 Beijing, China
Facsimile No. 86-10-62019451

Authorized officer

Telephone No. 86-10-6208539

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2004/001314

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US,A,5375419 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 27.Dec.1994 (27-12-1994) See whole document	1-18

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2004/001314

US5275136A	4.Jan.1994 (04-01-1994)	DE4411857 C2	4.Oct.2001 (04-10-2001)
		GB2277777 A	9.Nov.1994 (09-11-1994)
		DE4411857 A1	10.Nov.1994 (10-11-1994)
		GB2277777 B	27.Mar.1996 (27-03-1996)
CN1337539A	27.Feb.2002 (27-02-2002)	none	
US5456222A	10.Oct.1995 (10-10-1995)	EP0721058 A1	10.July1996 (10-07-1996)
		CA2165849 A	7.Jul.1996 (07-07-1996)
		EP0721058 B1	31. Mar.1999 (31-03-1999)
		DE69508728E	6.May1999 (06-05-1999)
US5335633A	9.Aug.1994 (09-08-1994)	none	
US5375419A	27.Dec.1994 (27-12-1994)	EP0659983 A1	28.June1995 (28-06-1995)
		EP0659983 B1	15.Jul.1998 (15-07-1998)
		DE69411693E	20.Aug.1998 (20-08-1998)

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2004/001314

A. 主题的分类

IPC⁷ F01L9/02

按照国际专利分类表(IPC)或者同时按照国家分类和 IPC 两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

IPC⁷ F01L9/02

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

中国发明专利和实用新型专利

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

valve proportion+ pressure hydraul+ 阀 压 比例

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
Y	US,A,5275136 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 4.1 月.1994 (04-01-1994) 附图 5a 及第 3 栏第 58 行至第 6 栏第 46 行	1-3,9, 12,16
Y	CN,A,1337539 (宁波华液机器制造有限公司) 27.2 月 2002 (27-02-2002), 附图 1 及权利要求	1-3,9
Y	US,A,5456222 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 10.10 月.1995 (10-10-1995), 附图 1	9,16
Y	US,A,5335633 (THIEN J L) 9.8 月 1994 (09-08-1994), 附图 1-2 及 及第 3 栏 57 行至第 5 栏第 18 行	12,16
A	US,A,5375419 (FORD MOTOR COMPANY et al.) 27.12 月 1994 (27-12-1994) 全文	1-18

☐ 其余文件在 C 栏的续页中列出。

☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 为确定另一篇
引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引
用的文件

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了
理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的
发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件
结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时,
要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

06.2 月 2005 (06.02.2005)

国际检索报告邮寄日期

03 · 3 月 2005 (03 · 03 · 2005)

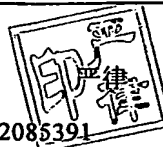
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN)

中国北京市海淀区蓟门桥西土城路 6 号 100088

传真号: (86-10)62019451

受权官员

电话号码: (86-10)62085391



国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2002/001312

检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
US5275136A	4.1 月.1994 (04-01-1994)	DE4411857 C2	4.10 月 2001 (4-10-2001)
		GB2277777 A	9.11 月 1994 (9-11-1994)
		DE4411857 A1	10.11 月 1994 (10-11-1994)
		GB2277777 B	27.3 月 1996 (27-3-1996)
CN1337539A	27.2 月 2002 (27-02-2002)	没有	
US5456222A	10.10 月 1995 (10-10-1995)	EP0721058 A1	10.7 月 1996 (10-7-1996)
		CA2165849 A	7.7 月 1996 (7-7-1996)
		EP0721058 B1	31. 3 月 1999 (31-03-1999)
		DE69508728E	6.5 月 1999 (6-05-1999)
US5335633A	9.8 月 1994 (09-08-1994)	没有	
US5375419A	27.12 月 1994 (27-12-1994)	EP0659983 A1	28.6 月 1995 (28-06-1995)
		EP0659983 B1	15.7 月 1998 (15-07-1998)
		DE69411693E	20.8 月 1998 (20-8-1998)

证 明

本证明之附件是向本局提交的下列专利申请副本

申 请 日： 2003.11.27

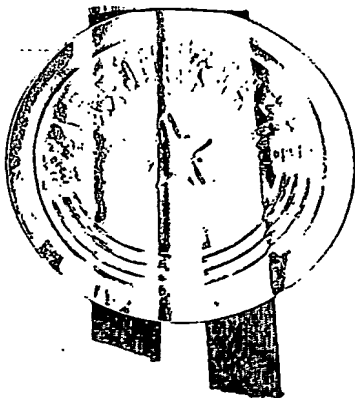
申 请 号： 2003101089118

申 请 类 别： 发明

发明创造名称： 一种压差式变气门控制系统

申 请 人： 宁波华液机器制造有限公司

发明人或设计人： 凌俊杰、翁振涛



中华人民共和国
国家知识产权局局长

王 荣 川

2004 年 12 月 8 日

权 利 要 求 书

1、一种压差式变气门控制系统，其包括液压供给装置(1)、液压作动件(5)、气门(6)和控制活塞(52)平衡的弹簧(4)，所述的液压作动件(5)又包括液压缸(51)、活塞(52)及活塞杆(53)，所述的活塞杆(53)与气门(6)相联动，其特征在于：所述的活塞(52)将液压缸(51)分成上腔和下腔，所述的液压供给装置(1)通过总进油管(14)与所述的液压缸(51)上腔相通，而所述的液压缸(51)下腔则通过压差比例减压阀(2)与所述的液压供给装置(1)相连。

2、根据权利要求1所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的压差比例减压阀为压差反馈型控制滑阀(2a)，其包括阀体(22)、滑阀芯(21)、比例电磁铁和位于阀体上的进油口(A)、出油口(B)及泄油口(T)，所述的阀体(22)内设有与所述的滑阀芯相匹配的水平布置的横向通道(222)，所述的滑阀芯(21)上设有一柱体凸台(211)，该柱体凸台能随所述的滑阀芯而移动，堵住或打开柱体凸台(211)与泄油口(T)相通的控制油口(c-c)，所述的滑阀芯的一端与所述的比例电磁铁的顶杆(25)同心相接触，另一端与弹簧(23)相抵，所述的阀体(22)的左侧处设有通过进油口(A)与所述的液压缸上腔及所述的液压供给装置(1)相连通的左侧通道(223)，所述的阀体的中心处则设有与所述的横向通道(222)相连通、以及通过出油口(B)与所述的液压缸下腔相连通的纵向通道(225)，在所述的左侧通道(223)与所述的纵向通道(225)之间设有带阻尼的阻尼通道(224)，所述的纵向通道(225)的上端与所述的阀体的右上侧通道(221)的左端相沟通，所述的右上侧通道的右端与所述的阀体的右端通道(227)相沟通，所述的阀体的右下侧设有一端与泄油口(T)相连通，另一端与所述的横向通道相沟通的右下侧通道(226)。

3、根据权利要求2所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的阻尼通道(224)内的阻尼为阻尼孔(24)。

4、根据权利要求2所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的阻尼通道内的阻尼是由所述的柱体凸台(211)与阀体(22)之间的第二个节流边(c2)形成。

5、根据权利要求2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的滑阀芯(21)的两端设置有密封伸出阀体(22)外的细杆(212)，所述的比例电磁铁的顶杆(25)与其相应端的细杆相抵。

6、根据权利要求1或2或3所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还设置有与所述的压差比例减压阀(2)相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀(9)。

7、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的活塞(52)顶部设有一凸起，相对应地，在所述的液压缸(51)上盖处设有与其相匹配的缓冲腔(56)，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道(59)，该油道(59)的另一端则

通过第一单向阀(7)与液压供给装置(1)相连。

8、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管(14)上安装有阻止所述的液压缸上腔的油流向液压供给装置(1)的第二单向阀(10)。

9、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管(14)上安装有压力蓄能器(3)。

10、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的相对活塞杆(53)的活塞端面上设有与活塞杆同轴并伸出液压缸(51)之外的辅助活塞杆(54)，所述的弹簧(4)套在位于液压缸之外的辅助活塞杆(54)上。

11、根据权利要求1或2或3或4所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的弹簧(4)为套在位于液压缸外的活塞杆(53)上。

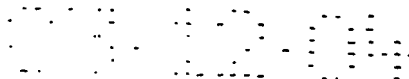
12、一种压差式变气门控制系统，其包括液压供给装置(1)、液压作动件(5)、气门(6)和控制活塞(52)平衡的弹簧(4)，所述的液压作动件(5)又包括液压缸(51)、活塞(52)及活塞杆(53)，所述的活塞杆(53)与气门(6)相联动，其特征在于：所述的活塞(52)将液压缸(51)分成上腔和下腔，所述的上腔和下腔分别通过进油管(16)、出油管(15)与一压差比例减压阀的两个存在压差的第一油口(A1)和第二油口(B1)相连，所述的液压供给装置(1)则通过总进油管(14)与所述的压差比例减压阀(2d)的进油口(C)相连。

13、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述压差比例减压阀为压差反馈锥阀(2d)，其包括锥阀体(22d)、锥阀芯(21d)、比例电磁铁、位于锥阀体上的上述进油口(C)、第一油口(A1)和第二油口(B1)，所述的锥阀芯头部设有与锥阀体内孔(221d)后端口相配的圆锥体(211d)，而其尾部与所述的比例电磁铁的顶杆相抵，并在所述的锥阀芯(21d)外套有一端抵于锥阀体(22d)上，另一端抵于所述的圆锥体(211d)端面上的软弹簧(23d)，所述的进油口(C)、第一油口(A1)分别与所述的锥阀体内孔(221d)的前后端口相连通，而所述的第二油口(B1)与第一油口(A1)之间设有带阻尼孔(24d)的通道，且第二油口(B1)还与油箱相连通。

14、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的活塞(52)顶部设有一凸起，相对应地，在所述的液压缸(51)上盖处设有与其相匹配的缓冲腔(56)，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道(59)，该油道(59)的另一端则通过第一单向阀(7)与液压供给装置(1)相连。

15、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还设置有与所述的压差比例减压阀(2)相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀(9)。

16、根据权利要求12所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的总进油管



(14)上安装有压力蓄能器(3)。

17、根据权利要求 12 至 16 任一所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的相对活塞杆(53)的活塞端面上设有与活塞杆同轴并伸出液压缸(51)之外的辅助活塞杆(54)，所述的弹簧(4)套在位于液压缸之外的辅助活塞杆(54)上。

18、根据权利要求 12 至 16 任一所述的压差式变气门控制系统，其特征在于所述的弹簧(4)为套在位于液压缸外的活塞杆(53)上。

说明书

一种压差式变气门控制系统

技术领域

本发明涉及一种内燃机气门的控制系统，尤其指一种电液式控制的内燃机变气门的控制系统。

背景技术

气门装置是发动机配气机构的一个组成部分，由于内燃发动机的工作运转由进气、压缩、做功和排气四个工作过程组成，其中进气和排气过程，需要依靠发动机的配气机构准确地按各气缸的工作顺序输送可燃混合气（汽油发动机）或新鲜空气（柴油发动机）以及排出燃烧后的废气，而负责上述工作的机件就是配气机构中的气门，因此气门装置在发动机的工作中起着非常重要的作用。可传统的气门机构是由凸轮轴、气门摇臂、气门弹簧、气门导管、气门本体及气门座组成，实践证明，上述结构的气门机构运作比较呆板，工作时，气门的正时（时序控制）和升程无法按工作要求随时改变，因此无法同时满足高、低转速的需求。为此，一种变气门控制机构（VVA）便因应运而生，按其作动机构原理可分为机械式、机电式和液压式三种。在机械式变气门控制系统中，发动机气门仍是由凸轮系统驱动，只是在机构中增加了相位器、凸轮的连合，如在保时捷的新 911 涡轮发动机上，通过一个油压驱动凸轮相位器取得了变正时和有两种设定的离散的升程控制，通过一个油驱动的推杆开关装置来切换。采用上述气门机构，虽然其可节省燃料消耗，降低废气排放量，并可显著地改善了发动机的性能，但由于变正时和变升程仍无法独立控制，因此，发动机的性能仍不十分的理想。而在机电式 VVA 系统中，初始的作动件是电—机作动件，采用一对带弹簧的电磁铁，即电磁作动件，虽然在实验室的试验中节省燃料可高至 18%，并能降低碳氢化合的产生，但在使用过程中发现，当衔铁接近挡铁时，磁力升得很快，而避免碰撞的控制较难完善，因此，其控制的可靠性、牢固性较差，且无法提供可变的升程，另外，为了提高其作动力，往往在原有的 12V 电瓶上，增加电瓶量，但现有的狭窄空间已无法提供更多的场合供额外电瓶的安装，这势必以增加外壳的体积来达到目的，因此，这种结构限制了机电式变气门控制系统的广泛应用。而液压式变气门控制系统中，其初始作动件为液压作动件，如美国公开号为 US2002/0184996A1 的《Variable life actuator》就是这样一种方案，在其公开的方案中包括气门、液压供给装置、压力控制调节装置、液压作动件和换向阀，所述的液压作动件又包括液压缸筒和位于液压缸筒内的上下同轴分布的动作活塞、控制活塞以及控制弹

7

簧，动作活塞和控制活塞将液压缸筒分成动作腔、控制腔和回油腔，动作腔通过换向阀后分别与液压供给装置或油箱相连，而控制腔通过压力控制调节装置与液压供给装置相连，回油腔则通过回程流量限制器与油箱相连，活塞杆一端与作动活塞相连，另一端与气门中的气门头相固定，控制活塞可随活塞杆轴向移动，控制弹簧位于回油腔内，其两端分别抵于作动活塞下端与液压缸筒底部内壁之间。工作时，给出一定的电信号给换向阀和压力控制调节装置，使换向阀得电或失电，压力控制调节装置调节控制腔内的压力，最终使得作动腔与液压供给装置或油箱相连通，推动作动活塞按需上下移动，从而达到控制气门升程和正时的目的。但上述专利尚无应用，经研究分析：①由于随着技术的发展，汽车发动机的转速已经越来越高，完成四个工作过程只需 0.005 秒的时间，因此要求换向阀的响应时间很快，而要满足这样短的响应时间，使得换向阀的制造成本很高，最终导致产品过于昂贵，而无法进行工业化生产。②由于其在液压缸筒内设有控制活塞、控制腔和控制弹簧，在液压回路中设有电液压力调节器等元件，使得其系统相对复杂，可靠性差。③其气门的开启高度与液压系统的压力有关，因此受系统的干扰较大，具有脉动大等缺陷。④同时，受液压缸体积的影响，控制弹簧的性能受到一定的限制，使得其频响不高。

发明内容

本发明所要解决的技术问题是针对现有技术的现状，提供一种结构简单、成本低、响应速度快的压差式变气门控制系统。

本发明解决上述技术问题所采用的技术方案为：该压差式变气门控制系统包括液压供给装置、液压作动件、气门和控制活塞平衡的弹簧，所述的液压作动件又包括液压缸、活塞及活塞杆，所述的活塞杆与气门相联动，其特征在于所述的活塞将液压缸分成上腔和下腔，所述的液压供给装置通过进油管与所述的液压缸上腔相通，而所述的液压缸下腔则通过压差比例减压阀与所述的液压供给装置相连。

所述的压差比例减压阀可以为压差反馈型控制滑阀，其包括阀体、滑阀芯、比例电磁铁和位于阀体上的进油口 A、出油口 B 及泄油口 T，所述的阀体设有与所述的滑阀芯相匹配的水平布置的横向通道，所述的滑阀芯上设有一柱体凸台，该柱体凸台能随所述的滑阀芯而移动，堵住或打开柱体凸台与泄油口 T 相通的控制油口，所述的滑阀芯的一端与所述的比例电磁铁的顶杆同心相接触，另一端与弹簧相抵，所述的阀体的左侧处设有通过进油口 A 与所述的液压缸上腔及所述的液压供给装置相连通的左侧通道，所述的阀体的中心处则设有与所述的横向通道相连通、以及通过出油口 B 与所述的液压缸下腔相连通的纵向通道，在所述的左侧通道与所述的纵向通道之间设有带阻尼的阻尼通道，所述的纵向通道的上端与所述的阀体的右上侧通道的左端相沟通，所述的右上侧通道的右端与所述的阀体的右端通道相沟通，所述的阀体的右下侧设有一端与回流口 T 相连

通，另一端与所述的横向通道相沟通的右下侧通道。

所述的阻尼通道内的阻尼可以为阻尼孔；也可以为可变阻尼，该可变阻尼是由所述的柱体凸台与阀体之间的第二个节流边形成。同时为了提高工作压差，可以在上述滑阀芯的两端设置有密封伸出阀体外的细杆，所述的比例电磁铁的顶杆与其相应端的细杆相抵。

所述的液压缸上腔与所述的液压缸下腔之间还可以设置有与所述的压差比例减压阀相并联的、使液压油从液压缸的上腔流向液压缸的下腔的液控单向阀，以加快气门头的回程速度。

所述的活塞顶部以设有一凸起为佳，相对应地，在所述的液压缸上盖处设有与其相匹配的缓冲腔，并在液压缸上设有一端与缓冲腔相贯通的油道，该油道的另一端则通过第一单向阀与液压供给装置相连。

所述的总进油管中可以安装有压力蓄能器。

所述的相对活塞杆的活塞端面上可以设有与活塞杆同轴并贯穿液压缸之外的辅助活塞杆，所述的弹簧可以套在上述辅助活塞杆之外；也可以套在位于液压缸之外的活塞杆上。

本发明解决上述技术问题所采用的另一个技术方案为：该压差式变气门控制系统包括液压供给装置、液压作动件、气门和控制活塞平衡的弹簧，所述的液压作动件又包括液压缸、活塞及活塞杆，所述的活塞杆与气门相联动，其特征在于：所述的活塞将液压缸分成上腔和下腔，所述的上腔和下腔分别通过进油管、出油管与一压差比例减压阀的两个存在压差的第一油口和第二油口相连，所述的液压供给装置则通过总进油管与所述的压差比例减压阀的进油口相连。

所述压差比例减压阀可以为压差反馈锥阀，其包括锥阀体、锥阀芯、比例电磁铁、位于锥阀体上的上述进油口、第一油口和第二油口，所述的锥阀芯头部设有与锥阀体内孔后端口相配的圆锥体，而其尾部与所述的比例电磁铁的顶杆相抵，并在所述的锥阀芯外套有一端抵于锥阀体上，另一端抵于所述的圆锥体端面上的软弹簧，所述的进油口、第一油口分别与所述的锥阀体内孔的前后端口相连通，而所述的第二油口与第一油口之间设有带阻尼孔的通道，且第二油口还与油箱相连通。

与现有技术相比，本发明的优点在于：由于采用压差比例减压阀作为核心控制元件，气门开启的高度与系统的压力无关，只取决于液压缸上、下腔之间的压差，因而无需利用位移传感器进行闭环控制，而只需改变电信号就能改变活塞上下腔的压差，从而达到气门按需随时进行变升程和正时的目的，因此，用压差比例减压阀替代换向阀，使得系统响应速度快，控制简单，成本低，可靠性好，且由于压差比例减压阀的工作方式为常开型，没有死区，可直接装在气缸旁，工作油路短，因此系统的干扰小；再者，在液压缸的上腔与下腔之间设置有液控单向阀，使得活塞的回程更快，以提高其响应速度；而

把控制弹簧设在液压缸之外，使得弹簧的性能不再受液压缸体积的限制，更有利于提高系统的响应速度。因此，本发明可满足内燃发动机的更高工作速度要求，可在内燃发动机上推广应用。

附图说明

图 1 为本发明第一实施例的系统示意图；

图 2 为图 1 中控制滑阀 2a 的结构示意图；

图 3 为本发明第二实施例中滑阀 2b 的部分系统示意图；

图 4 为本发明第三实施例中压差反馈型滑阀 2c 的结构示意图；

图 5 为本发明第四实施例中所采用的压差反馈锥阀 2d 的结构示意图；

图 6 为采用压差反馈锥阀 2d 后的系统示意图。

具体实施方式

以下结合附图实施例对本发明作进一步详细描述。

第一实施例，如图 1 所示，该压差式变气门控制系统包括液压供给装置 1、液压作动件 5、气门 6 和控制活塞平衡的弹簧 4，所述的液压作动件 5 又包括液压缸 51、活塞 52 及活塞杆 53，而气门 6 包括气门头 61、气门杆 62 和气门座 63，液压供给装置 1 包括液压泵 11 和压力调节阀 12，活塞杆 52 与气门杆 62 之间按常规技术进行机械联接或采用自由浮动的方式进行力传递，以实现活塞杆 53 与气门头 61 的联动；活塞 52 将液压缸 51 分成上腔和下腔，液压缸 51 的上腔通过液压缸壁上的上油口 57、总进油管 14 与液压泵 11 的出油口相连，而液压缸 51 下腔则通过液压缸壁上的下油口 58、出油管 15 及压差比例减压阀 2 后，也与所述的液压泵 11 出油口相连；液压泵 11 的进油口通过滤油器 13 与油箱相连，而压力调节阀 12 按常规连接后，其卸压口也与油箱相连通。所述的弹簧 4 位于液压缸 51 之外，在本实施例中，在活塞 52 上端面上设有与活塞杆 53 同轴并伸出液压缸 51 之外的辅助活塞杆 54，上述弹簧 4 套在位于液压缸之外的辅助活塞杆 54 上；也可以将弹簧 4 套于位于液压缸外的活塞杆 53 上，使得弹簧 4 的性能不再受液压缸 51 体积的影响，从而可提高系统的响应速度。

为了减小系统工作压力的脉动量，并减低液压系统的功率，在所述的总进油管 14 上安装有压力蓄能器 3；同时以防液压缸上腔的油流向液压供给装置 1，在总进油管 14 上还安装第二单向阀 10。

考虑到气门 6 关闭时，避免活塞 52 与液压缸 51 顶部内壁发生碰撞，在活塞顶部设有一凸起，在这里，该凸起采用锥形凸肩 55，相对应地，在液压缸上盖处设有与其相匹配的锥形缓冲腔 56，并在液压缸 51 上设有一端与缓冲腔 56 相贯通的油道 59，该油道

59 的另一端则通过使液压油流入液压缸上腔的第一单向阀 7 后, 与液压泵 11 的出口口相连; 当然, 所述的凸起也可以采用如圆柱形的凸肩等形状, 只要能起到缓冲作用。另外, 为了加快活塞 52 的回程速度, 在液压缸上腔与液压缸下腔之间还设置有与压差比例减压阀 2 相并联的液控单向阀 9, 该液控单向阀阀芯通过其弹簧与单向阀体相抵, 且液压缸上、下腔的油压分别通过其第一控制油路、第二控制油路与液控单向阀阀芯的前后端相通, 该液控单向阀的开启压差设计成大于其前后端的系统工作的最大压差 ΔP_{\max} 。

在本实施例中, 压差比例减压阀 2 可采用本公司申请的公开号为 1337539 的《压差反馈型先导控制滑阀》中所陈述的产品, 即如图 2 所示的先导控制滑阀, 在本实施例中, 该先导控制滑阀作控制滑阀 2a 独立使用, 其包括阀体、滑阀芯、比例电磁铁和位于阀体上的进油口 A、出油口 B 及泄油口 T, 在阀体 22 内横向中心处设有与所述的滑阀芯 21 相匹配的、水平布置的横向通道 222, 滑阀芯 21 上设有一柱体凸台 211, 该柱体凸台 211 能随滑阀芯 21 而移动, 堵住或打开阀芯 21 与泄油口 T 相通的控制油口 c-c, 滑阀芯 21 的右端与电磁铁的顶杆 25 同心相接触, 其左端与复位弹簧 23 相抵, 阀体 22 的左侧处设有通过进油口 A 与液压缸上腔及液压泵 11 的出口口相连通的左侧通道 223, 阀体 22 的纵向中心线处设有与横向通道 222 相连通、以及通过出油口 B 与液压缸下腔相连通的纵向通道 225, 在左侧通道 223 与纵向通道 225 之间的阀体上设有左下侧通道 224, 左下侧通道内置有阻尼孔 24; 纵向通道 225 的上端与阀体 22 的右上侧通道 221 的左端相沟通, 右上侧通道 221 的右端与阀体的右端通道 227 相沟通, 阀体的右下侧设有一端与泄油口相通, 另一端与横向通道 222 相沟通的右下侧通道 226。

工作时, 给出一定的电信号给控制器 8, 即给控制滑阀 2a 的比例电磁铁通入一定的电流, 产生与电流成正比的电磁推力 F , 该推力 F 使滑阀芯 21 及柱体凸台 211 向左移动, 控制油口 c-c 被打开, 压力油 P_1 (与系统压力 P 相同) 一部分通过左侧通道 223 作用于滑阀芯 21 的左侧, 同时经过阻尼孔 24、滑阀芯的控制油口 c-c、右下侧通道 226 流回油箱。经过阻尼孔 24, 压力油的压力由 P_1 降至 P_2 , 即控制滑阀 2a 的进油口 A 和出油口 B 的压力分别为 P_1 和 P_2 , 设 $\Delta P = P_1 - P_2$; 同时, 在右上侧通道 221 和右端通道 227 内充满压力为 P_2 的油, 即压力为 P_2 的油作用于滑阀芯的右端, 则压差 ΔP 施加到滑阀芯的两端, 以产生向右的作用力, 克服电磁推力 F , 使滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向右移动, 导致控制油口 c-c 减小, 控制油流量下降, 压差 ΔP 也随之下降, 直至滑阀芯 21 的左右端的压差与电磁推力 F 相平衡, 即达到动态平衡。由于控制滑阀的进油口 A 通过总进油管 14、上油口 57 与液压缸的上腔相连通, 而出油口 B 通过出油管 15、下油口 58 与液压缸的下腔相连通, 即随着电信号的变化, 进油口 A 和出油口 B 之间的压差 ΔP 变化将直接施加到液压缸的上腔和下腔, 若合力增大, 则逐渐压缩弹簧 4, 活塞 52 向下运动, 通过活塞杆 53 带动气门头 61 向下运动, 直至合力与弹簧 4 的作用力相平衡; 同理, 若合力减小, 则在弹簧 4 回复力的作用下, 活塞 52 向上运动, 带动气门头

61 向上运动，也直至合力与弹簧 4 的回复力相平衡；在上述两种状态下，活塞 52 静止不动，气门头 61 与气门座 63 之间得到一个与之相应的间距。

若在上述动态平衡的状态下，当控制器 8 的电信号增大时，比例电磁铁电流则随之增大，电磁推力 F 克服滑阀芯 21 的左右端压差 ΔP 的作用，推动滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向左移动，使控制油口 c-c 的开口增大，则油压 P_1 经过阻尼孔 24 后的压差 ΔP 也增大，即控制滑阀 2a 的进油口 A 与出油口 B 之间的压差 ΔP 增大，使进油口 A 流向出油口 B 的流量成比例增大。同时该压差 ΔP 作用到滑阀芯 21 的左右端，推动滑阀芯 21 向右移动，最终与电磁推力 F 达到又一次的动态平衡。此时，使得液压缸上、下腔压差也随之增大，合力增大，克服弹簧 4 的作用力，使活塞 52 下移，直至与弹簧 4 建立新的平衡为止，则此时活塞 52 也又一次处于静止状态，气门头 61 与气门座 63 之间也得到一个与之相应的合适间距。

反之，当控制器 8 的电信号减小，比例电磁铁电流随之减小，在滑阀芯 21 左右端压差 ΔP 的作用下，滑阀芯 21 带动柱体凸台 211 向右移动，使控制油口 c-c 的开口被减小，则油压 P_1 经过阻尼孔后的压差 ΔP 也减小，即控制滑阀 2a 进油口 A 与其出油口 B 之间的压差也减小，使进油口 A 流向出油口 B 的流量成比例减小。同时该减小后的压差 ΔP 作用到滑阀芯的左右端，使滑阀芯 21 停止向右移动，最终与电磁推力 F 达到再一次的动态平衡。同时也使得液压缸上、下腔压差随之减小，合力减小，在弹簧 4 回复力的作用下，活塞 52 上移，直至与弹簧 4 建立新的平衡，此时的活塞 52 再一次处于静止不动，气门头 61 与气门座 63 之间重新得到一个与之相对应的合适间距。

就这样，活塞 52 随着外界电信号的变化，随之快速的上下移动，使气门头 61 与气门座 63 之间得到一个相应的开口，当活塞 52 运动到液压缸 51 下端的终点需要上行时，此时电磁推力 F 为零，流过控制滑阀 2a 的流量突然降至零，则 $\Delta P=0$ ，液压缸上、下腔的油压相等，在弹簧 4 回复力的作用下，液压缸活塞 52 快速上升，由于控制滑阀 2a 处于关闭状态，因此在其进油口 A 和出油口 B 之间经过阻尼孔将产生很大的压降，该压降大于系统工作的最大压差 ΔP_{\max} ，这样通过液控单向阀 9 的第一控制油路和第二控制油路使该液控单向阀 9 开启，液压缸上腔的油通过液控单向阀 9 迅速地流至液压缸的下腔，以达到加快气门回程速度的目的。

当活塞 52 在运动过程中，接近液压缸 51 上端的行程终点时，上述台肩 55 伸入至环形缓冲腔 56 内，因油道 59 被单向阀 7 封闭，缓冲腔 56 内的油只能经过缝隙，再经油口 57 流出，以形成制动阻力。而当活塞 52 向下运动时，压力油 P_1 经上油口 57 进入液压缸的上腔，压力油 P_1 同时通过第一单向阀 7、油道 59 进入缓冲腔 56 内，使活塞向下运动时不受阻碍。

第二实施例：上述结构的控制滑阀 2a 由于受到滑阀芯 21 端面面积的限制，在同等电磁推力的作用下，其压差较小，为了提高其工作压差，以便其能适用于不同场合的气

门工作要求, 该控制滑阀 2a 也可采用如图 3 所示的第二种结构的滑阀 2b, 其与第一种结构的控制滑阀 2a 之间的不同之处在于: 滑阀芯 21 的两端设置有密封伸出阀体 22 外的细杆 212, 使滑阀芯 21 两端的压差只作用于滑阀芯 21 外径与细杆 212 之间所形成的环形面积上, 这样, 选择不同的细杆 212 截面, 就能得到不同的环形面积的大小, 根据电磁推力 $F = \Delta P \times S$, (式中, S 为滑阀芯外径与细杆之间所形成的环形面积), 在电磁推力 F 不变的情况下, 加粗细杆 212 的截面, 即减小了环形面积, 则作用于滑阀芯 21 两端的压差 ΔP 增大, 通过滑阀 2b 的流量也增大, 从而可提高作用在液压缸上、下腔之间的压差, 以提高其响应速度, 其动作原理与上述第一实施例相同, 在这里不再累述。

第三实施例: 本实施例中的压差比例减压阀 2 采用如图 4 所示结构的压差反馈型滑阀 2c, 其结构与第一实施例中的控制滑阀 2a 之间的不同之处在于: 在阻尼通道中采用可变阻尼, 该可变阻尼由柱体凸台 221 与阀体之间的第二个节流边 c2 形成, 即柱体凸台 221 与阀体之间形成两个节流边, 第一个节流边 c1 为常闭口, 第二个节流边 c2 为常开口, 而在垂直通道 223 与横向通道 222 之间设有使压力油 P_1 流过第二节流边的通道 24c; 由于电磁铁的初始推力 F 很小, 若在第一节流边 c1 上有流量流过时, 在第二节流边 c2 上将产生压差, 与上述第一实施例同理, 该压差使滑阀芯 21 右移而关闭第一节流边 c1。若电磁推力 F 增大时, 使滑阀芯 21 左移, 流量流过第二节流边 c2 产生压差 ΔP , 该 $\Delta P = P_1 - P_2$, 与上述第一实施例同理, 该压差 ΔP 通过滑阀芯 21 左右端面与电磁铁力相平衡, 同时该压差也将直接施加到液压缸的上腔和下腔, 通过弹簧 4 的作用, 使得气门头 61 与气门座 63 之间得到相应的间距, 其动作过程与上述第一实施例相同, 只是当电磁推力 F 减至零时, 气门 6 及活塞 52 在弹簧 4 的作用下压迫液压缸上腔的油从进油口 A 流向出油口 B 时, 将在第二节流边 c2 产生压差, 该压差通过滑阀芯 21 端面作用于滑阀芯 21 的两端, 使得滑阀芯 21 右移, 则第二节流边 c2 增大, 流量畅通, 气门 6 返回迅速, 因此, 在本实施例中, 在液压缸上腔与液压缸下腔之间无需设置与压差比例滑阀相并联的液控单向阀, 使得系统更加简单, 而仍能达到气门快速回程的目的。

第四实施例: 本实施例中的压差比例减压阀 2 采用如图 5 所示的压差反馈锥阀 2d, 其包括锥阀体 22d、锥阀芯 21d、比例电磁铁、位于锥阀体上的进油口 C、第一油口 A1 和第二油口 B1, 所述的锥阀芯 21d 头部设有与锥阀体内孔 221d 后端口相配的圆锥体 211d, 而其尾部与比例电磁铁的顶杆相抵, 并在锥阀芯 21d 外套有一端抵于锥阀体 22d 上, 另一端抵于圆锥体 211d 端面上的软弹簧 23d, 所述的进油口 C、第一油口 A1 分别与所述的锥阀体内孔 221d 的前、后端口相连通, 而所述的第二油口 B1 与第一油口 A1 之间设有带阻尼孔 24d 的通道, 且第二油口 B1 还与油箱相连通。当其连于控制系统中时, 如图 6 所示, 与第一实施例的系统图不同在于: 第一油口 A1 通过进油管 16 与液压缸的上腔相连, 而第二油口 B1 通过出油管 15 与液压缸的下腔相连, 压差反馈锥阀 2d 的进油口 C 则通过总油管 14 与液压泵 11 的出油口相连。

当压差反馈锥阀 2d 不工作时, 系统的压力为 P , 给控制器 8 一个电信号, 使得压差反馈锥阀 2d 的比例电磁铁具有一个最大的电磁推力 F_{\max} , 锥阀芯 21d 在该电磁推力 F_{\max} 的作用下, 克服系统压力 P , 使得锥阀芯的圆锥体 211d 堵住阀体内孔 221d 的后端口, 使其处于关闭状态。

工作时, 给出一定的电信号给控制器 8, 使压差反馈锥阀的电磁推力 F 减小, 在系统压力 P 的作用下, 锥阀芯 21d 右移, 使得圆锥体 211d 离开锥阀体内孔 221d, 压差反馈锥阀 2d 随之开启, 通过其的流量设为 Q , 该流量流过阻尼孔 24d 后, 在阻尼孔 24d 的前后产生压差的 ΔP , $\Delta P = P_1 - P_2$, 即在第一油口 A1 与第二油口 B1 之间产生压差 ΔP , 由于第二油口 B1 与油箱相连, 因此 $P_2 \approx 0$, $\Delta P \approx P_1$; 而锥阀的平衡条件为: $F = \pi d^2(P - P_1)/4$ (液动力忽略不计), 得到 $P_1 = P - F/(\pi d^2/4)$, (其中 d 为锥阀体内孔的直径), 显然, 压差 ΔP 随着电磁推力的减小而增大。由于第一油口 A1 与第二油口 B1 分别与液压缸的上腔和下腔相通, 即随着电信号的变化, 第一油口 A1 与第二油口 B1 之间的压差变化将直接施加至液压缸的上腔和下腔, 若合力增加, 则逐渐压缩弹簧 4, 活塞 52 向下运动, 通过活塞杆 53 带动气门头 61 向下运动, 直至合力与弹簧 4 的作用力相平衡, 则此时活塞 52 静止不动, 气门头 61 与气门座 63 之间得到一个与之相应的间距; 若合力减小, 则在弹簧 4 回复力的作用下, 活塞 52 向上移动, 直至再一次达到动态平衡, 使得气门得到一个合适的开口。

就这样, 活塞 52 随着外界电信号的变化, 随之快速的上下移动, 使气门头与气门座 63 之间得到一个相应的开口, 当活塞 52 运动到液压缸 51 下端的终点需要上行时, 此时电磁推力 F 为最大, 流过压差反馈锥阀 2d 的流量突然降至零, 则 $\Delta P = 0$, 液压缸上、下腔的油压相等, 在弹簧 4 回复力的作用下, 液压缸活塞快速上升, 由于压差反馈锥阀 2d 处于关闭状态, 因此在其第一油口 A1 和第二油口 B1 之间产生很大的压降, 该压降大于系统工作的最大压差 ΔP_{\max} , 通过液控单向阀 9 的第一控制油路和第二控制油路使该液控单向阀 9 开启, 液压缸上腔的油通过液控单向阀 9 迅速地流至液压缸的下腔, 也达到加快气门回程速度的目的。

当活塞 52 在运动过程中, 接近液压缸 51 上端的行程终点时, 台肩 55 伸入至环形缓冲腔 56 内, 其缓冲作用与上述第一实施例的原理相同, 在这里不再重复叙述。

由此可见, 本发明中的气门开启高度只与液压缸上、下腔之间的压差有关, 即与压差比例减压阀的油口之间的压差有关, 而与系统的压力无关, 工作时, 系统压力可以漂移, 而不会对活塞有较大的影响, 系统的工况基本是变频振动, 约在 10Hz—200Hz 之间, 控制信号可以是调合函数或脉宽调制方波等, 液压泵可采用变量泵, 以节约能量, 所以采用上述方案也属于本发明的保护范围之内。

说明书附图

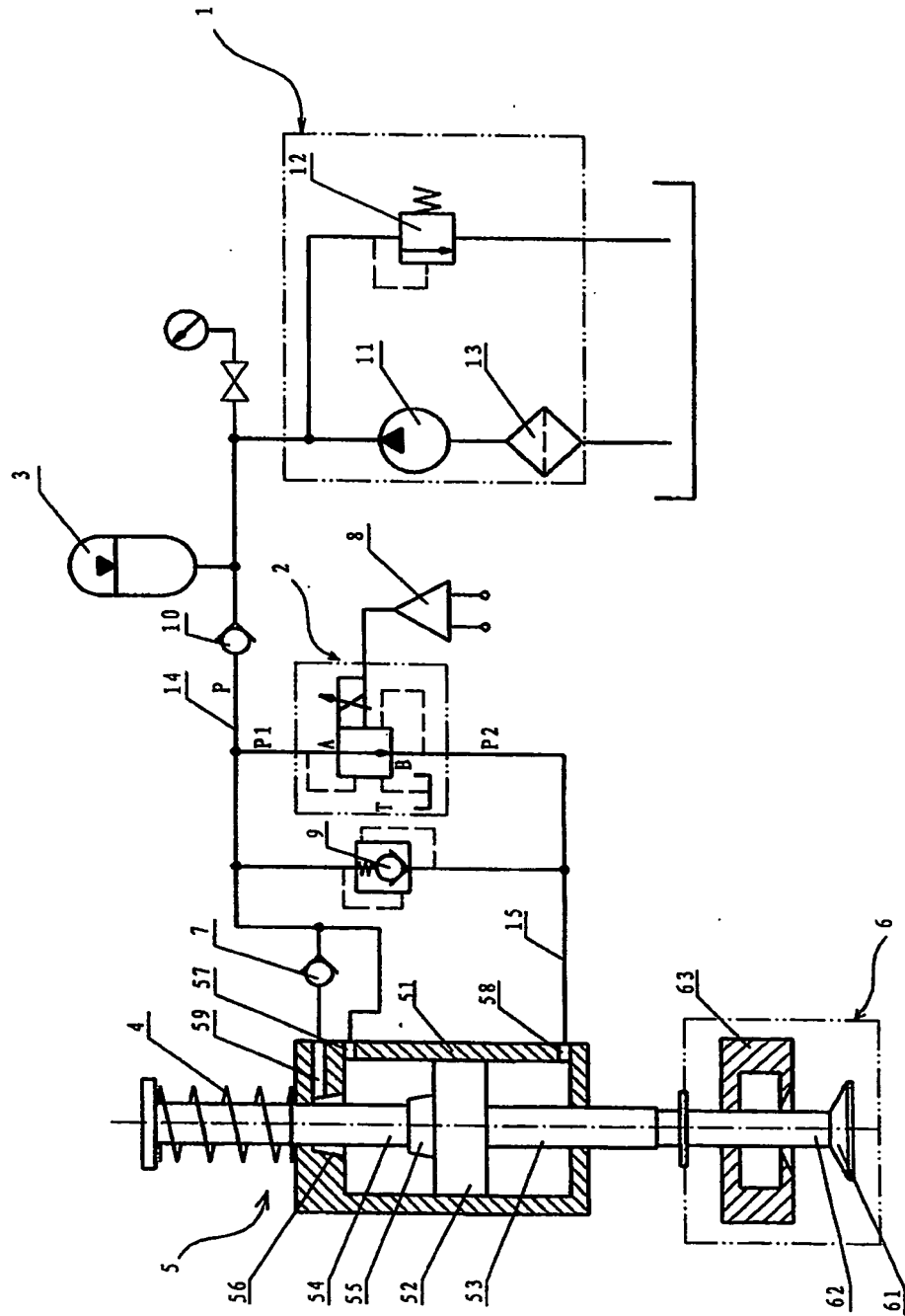


图1

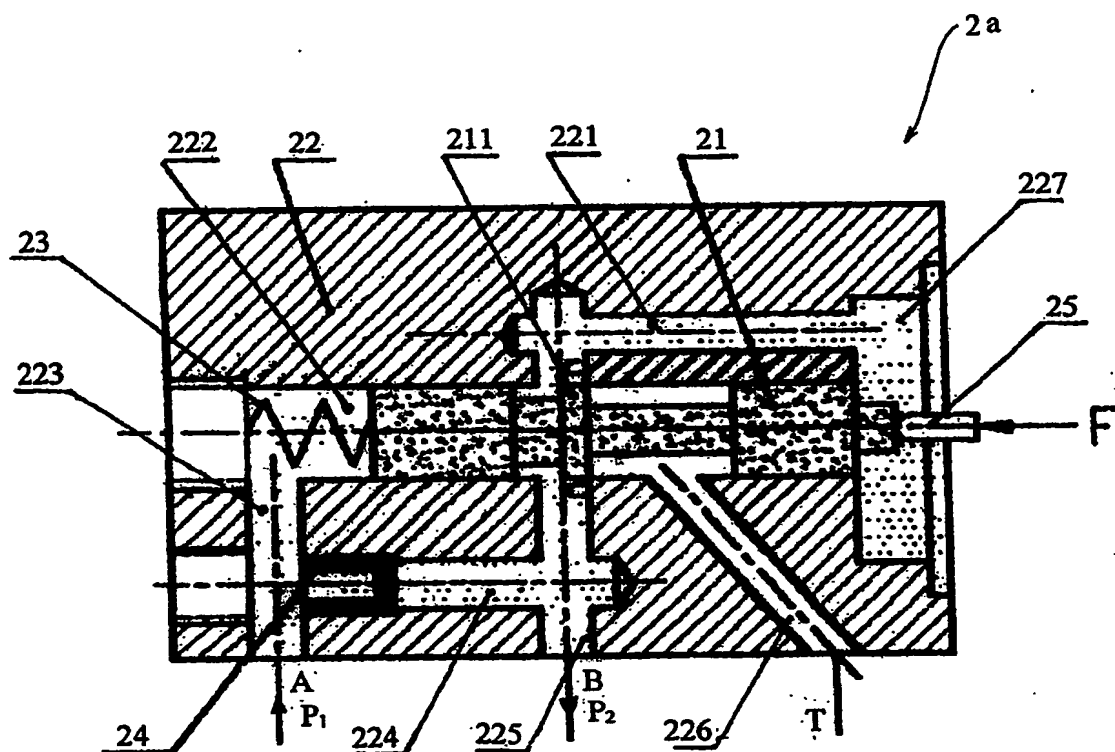


图2

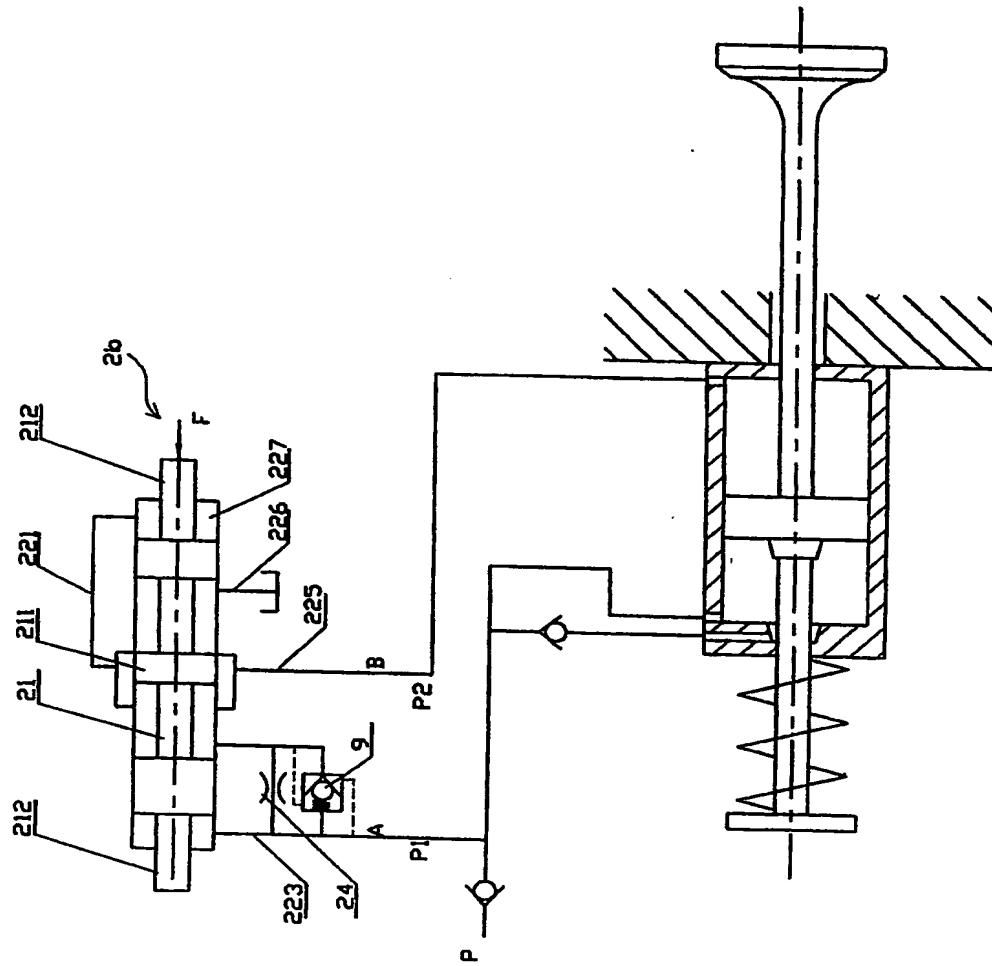


图3

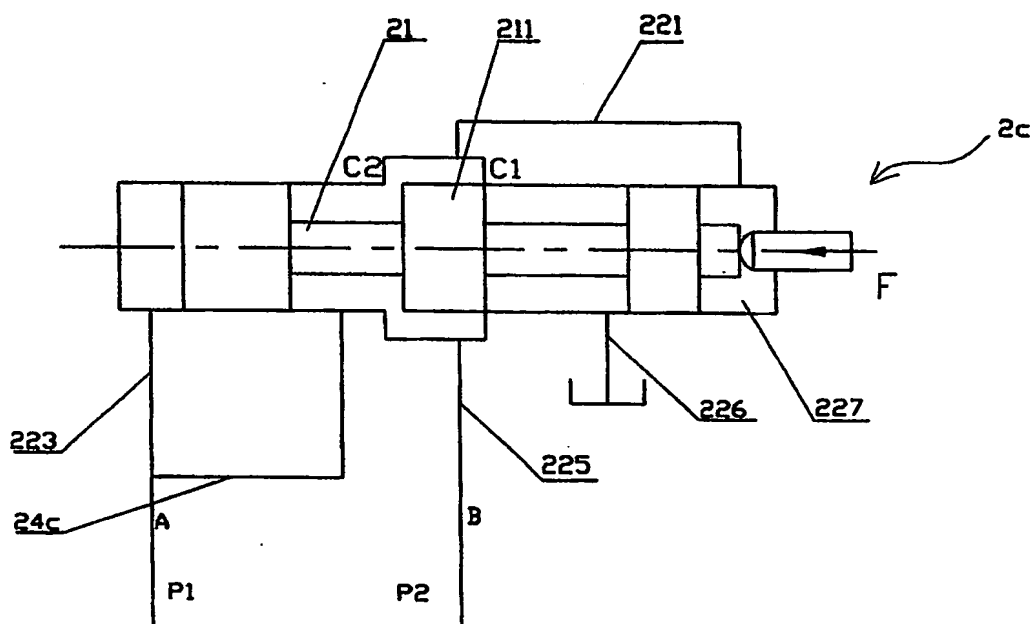


图4

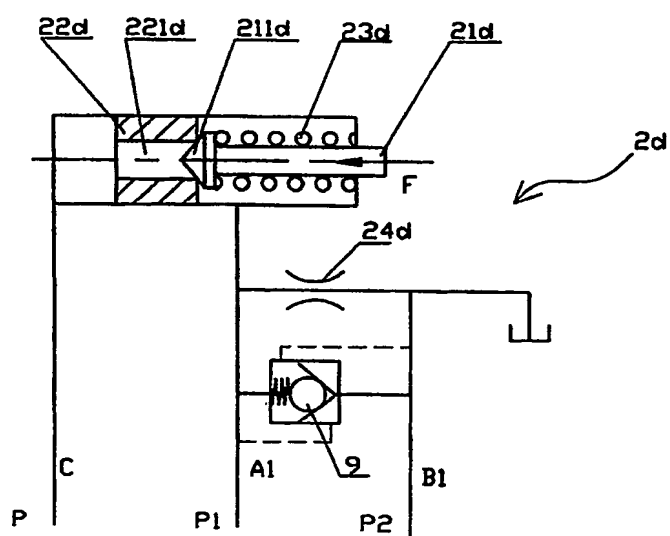


图5

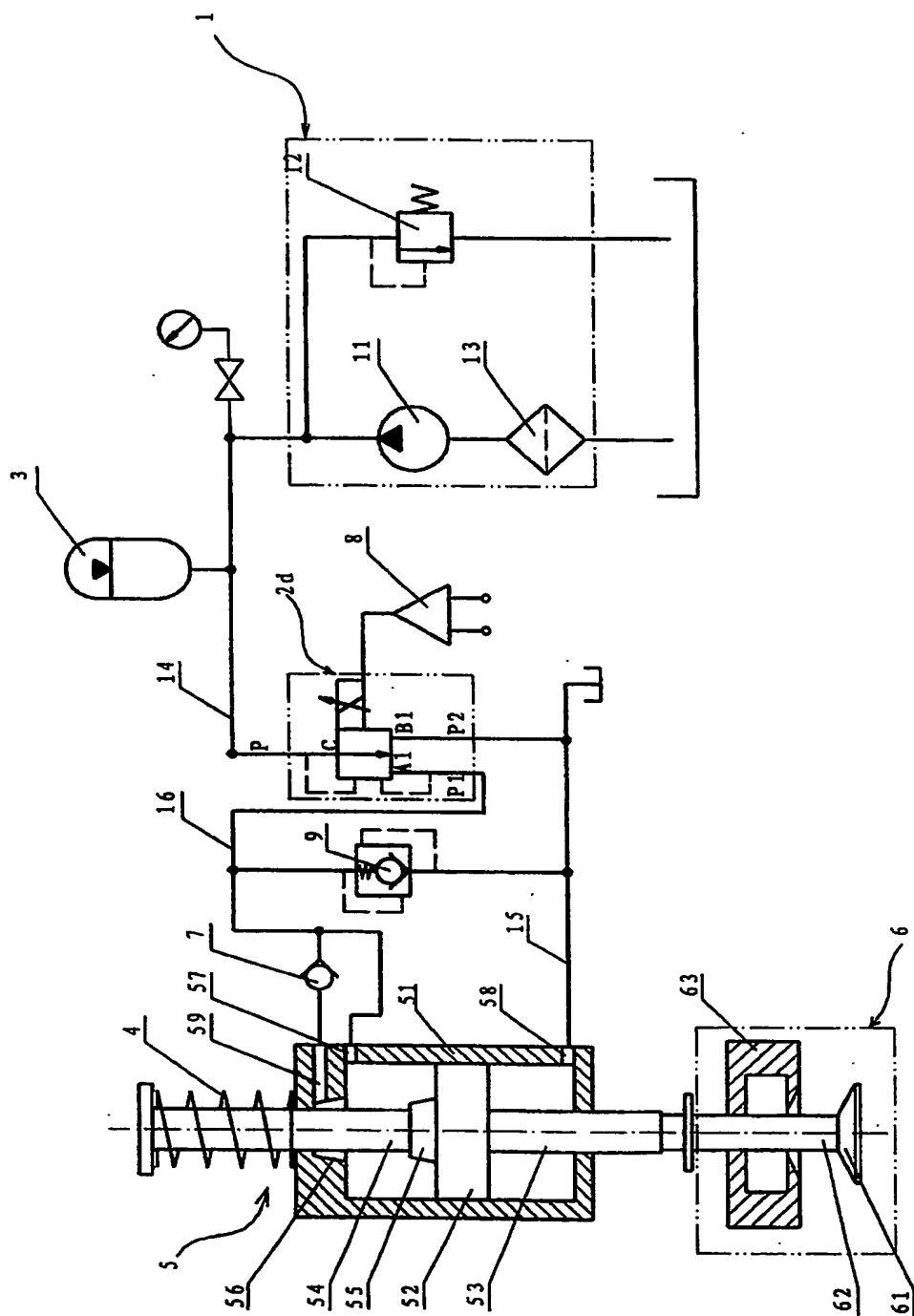


图6

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/CN04/001314

International filing date: 19 November 2004 (19.11.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: CN
Number: 200310108911.8
Filing date: 27 November 2003 (27.11.2003)

Date of receipt at the International Bureau: 14 February 2005 (14.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

第VIII(iv)栏 声明：发明人资格声明（仅为了指定美国的目的）

声明必须与规程 214 条的标准语句一致；参见对于 VIII、VIII(i)到(v) (概述)的说明和专门对于 VIII(iv)的说明。如果不使用本栏，则请求书中不应包括此页。

**发明人资格声明 (细则 4.17(iv)和 51 之二.1(a)(iv))
为了指定美国的目的：**

我在此声明我相信我是要求保护和寻求专利的主题的原始、最初和唯一的（如果只列出了一个发明人）或者共同的（如果列出了不只一个发明人）发明人。

本声明是本国际申请的一个组成部分（如果本声明与国际申请一起提出）。

本声明是关于 PCT/_____号国际申请的（如果本声明根据细则 26 之三提出）。

我在此声明我的居所，邮寄地址和国籍和列在我名字下面的一样。

我在此声明我已检查过并理解上述国际申请的内容，包括所述申请的权利要求书。在所述申请的请求书中，我按照 PCT 细则 4.10 写明了对外国优先权的任何要求，并且在下面的“在先申请”栏目下，通过申请号，国家或世界贸易组织成员，申请的日、月、年，我写明了向美国以外的国家提出的，其申请日早于所要求的外国优先权申请的申请日的任何专利中申请或者发明人证书申请，包括指定至少一个除美国以外的国家的任何 PCT 国际申请。

在先申请： 在先申请的申请号：200310108911.8 在先申请的申请日：27.11月 2003

我在此承认自己有义务公开我知道的，根据美国联邦法规（CFR）第 37 篇第 1.56 条对确定专利性有实质意义的信息，包括对于部分继续申请，在该在先申请的申请日和该部分继续申请的 PCT 国际申请日之间可得到的实质性信息。

我在此声明所有根据我自己的知识所作的声明是真实的，并且所有根据信息和相信所作的声明相信是真实的；而且在作这些声明时我知道根据美国法典第 18 篇第 1001 条故意作假声明以及有关类似行为将受到罚款或监禁或二者并罚的惩罚，并且这样的故意假声明将危害申请或根据该申请授予的任何专利的有效性。

姓名： 凌俊杰 LING, Junjie

居所(城市 and 美国的州(适用时)，或国家)： CN

邮寄地址： 中国浙江省宁波市石碶镇雅源南路 251 号 邮编：315153

国籍： CN

发明人的签字：

凌俊杰

日期：

2004年11月10日

（如果签字未包括在请求书中，或如果声明是根据细则 26 之三在提出国际申请之后更正或增加的。该签字必须是发明人的签字，而不是代理人的签字）

（未包括在请求书中的签字日期，或是根据细则 26 之三在提出国际申请之后更正或增加的声明之日期）

姓名： _____

居所(城市 and 美国的州(适用时)，或国家)： _____

邮寄地址： _____

国籍： CN

发明人的签字： _____

日期： _____

（如果签字未包括在请求书中，或如果声明是根据细则 26 之三在提出国际申请之后更正或增加的。该签字必须是发明人的签字，而不是代理人的签字）

（未包括在请求书中的签字日期，或是根据细则 26 之三在提出国际申请之后更正或增加的声明之日期）

☒ 本声明下转声明续页中“续第 VIII (iv) 栏”。



(57) 摘要

一种压差式变气门控制系统，其包括液压供给装置、液压作动件、气门和控制活塞平衡的弹簧，所述的液压作动件又包括液压缸、活塞及活塞杆，所述的活塞杆与气门相联动，其特征在于所述的活塞将液压缸分成上腔和下腔，所述的液压供给装置通过进油管与所述的液压缸上腔相通，而所述的液压缸下腔则通过压差比例减压阀与所述的液压供给装置相连。采用压差比例减压阀作为核心控制元件，气门开启的高度与系统压力无关，只需改变电信号就能改变活塞上下腔的压差，从而达到气门按需随时进行变升程和正时的目的，因此，系统响应速度快，结构简单，成本低，可靠性好，且系统的干扰小；因此，本发明可满足内燃发动机的更高工作速度要求，可在内燃发动机上推广应用。